This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Library
of the
University of Wisconsin

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Die Pumpen.

Digitized by Google

Digitized by Google

Die Pumpen.

Eine Darstellung
ihrer Konstruktion und Wirkungsweise.

Für Ingenieure, Techniker, Maschinenfabrikanten, Brunnenbauer u. Landwirte.

Von

Friedrich Kōnig,

Ingenieur

Mit 196 Illustrationen.

Verlagsbuchhandlung von Hermann Costenoble

Berlin 1902.

Digitized by Google

Alle Rechte nach dem Gesetze über das
deutsche Urheber- und Verlagsrecht vom 19. Juni 1901
vorbehalten.

Digitized by Google

6505657

72601
AUG 5 1913
SVK
·K83

Einleitung.

Auf allen Gebieten ist die Technik in raschem, unaufhaltsamem Fortschritte begriffen, Altes und Neues lösen einander in kurzen Zeiträumen ab, so auch in demjenigen Zweige des Maschinenbaues, der sich „die Pumpen“ zum Gegenstande seiner Thätigkeit gewählt hat. Mit der Zunahme der Verwendung von Pumpen zu den mannigfaltigsten haus- und gewerbewirtschaftlichen Betrieben haben sich deren Konstruktionen in gleichem Masse vervielfältigt und vervollkommnet, so dass jetzt Leistungen damit erreicht werden, die man vor nicht langer Zeit für unmöglich hielt. Daraus hat sich das Bedürfnis ergeben, das vorliegende Werk in neuer Auflage erscheinen zu lassen, welche den heutigen Zwecken, sowie dem fortgeschrittenen Standpunkte der Technik entspricht.

Der Verfasser hat für diese zweite Auflage das Werk einer vollständigen Umarbeitung nach Form und Inhalt unterzogen, soweit es der vorgesehene Raum des Buches gestattet hat. Das Buch enthält das Wesentlichste über Bau-, Wirkungsweise und Benutzung der Pumpen und sind alle weitschweifigen Abhandlungen sowie gelehrte Vertiefungen vermieden: der mathematische Inhalt beschränkt sich auf dasjenige, was zum allgemeinen Verständnis der Wirksamkeit, sowie zur Bestimmung der Hauptverrichtungen der Pumpen erforderlich ist. Um den Inhalt des Buches nicht über Gebühr auszudehnen und ihn zugleich möglichst übersichtlich zu gestalten, hat derselbe nur „die Pumpen im engeren Sinne“ zum Gegenstande, die Pumpen, welche dem weiten Gebiete der Hebung und Förderung von Flüssigkeiten mittels Kolben oder Schaufelbewegung dienen.

Digitized by Google

Die Pumpen sind, nach ihrer verschiedenen Wirkungsweise und Konstruktion geordnet, aufgeführt und geschildert, wobei der Text durch 196 Zeichnungen unterstützt wird; die Zahlenergebnisse von Rechnungen, sowie Masse, Leistungen und Preise der Pumpen sind in vielen Tabellen übersichtlich zusammengestellt. Der allgemeinen Verständlichkeit wegen und aus Achtung vor unsrer Muttersprache, habe ich Fremdwörter thunlichst vermieden; auch die sonst üblichen technischen Ausdrücke fremder Herkunft durch deutsche Bezeichnungen ersetzt, in der Hoffnung mit der Zeit die Fremdlinge zu verdrängen.

Ein ausführliches Verzeichnis des Textes, der Tabellen und Zeichnungen erleichtert den Gebrauch des Buches behufs Nachschlagens bestimmter Stellen und wird dasselbe nicht nur dem Fachtechniker, sondern auch jedem Laien, dessen Beruf oder wirtschaftliche Bedürfnisse die Anschaffung und Benutzung von Pumpen bedingen, ein sicherer Leitfaden und täglich nützliches Handbuch sein.

In der Hoffnung, dass das vorliegende Werk auf seinem Wege in die Öffentlichkeit überall günstige Aufnahme finden möge, sieht dem Erscheinen des Buches vertrauensvoll entgegen

Der Verfasser.

Digitized by Google

Inhalts-Verzeichnis.

Seite

Einleitung . . . . . V, VI

I. Teil. Allgemeines.

I. Abschnitt. Das Saugen der Pumpen.

Grösste Saughöhe für Wasser und andere Stoffe 3
Grösste Geschwindigkeit im Saugrohre 7
Zulässige Anzahl Kolbenspiele 9
Lichtweite der Saugröhre und die hydraulischen Widerstände . . . 10
Gleichungen zur Berechnung der Widerstände . . . . . 11—21
Allgemeine Anordnung der Saugleitungen und ihre Rohrverbindungen 21
Saugrohr-Kanäle, Doppel-Leitungen 22
Saugkörbe, Seiher, Fussventile 23, 24
Saugschacht mit Zubringerohr 24, 25
Saugwindkessel, ihre Wirkungsweise, Füllungsverhältnis, Grösse und Ausrüstung 25, 31

II. Abschnitt. Die Förderung der Flüssigkeit in dem Druckrohre.

Die Widerstände in der Druckleitung 32
Geschwindigkeit der Pumpenkolben 32
Betriebskraft, Wasserschläge 33
Druckwindkessel, ihre Ausrüstung und Lufterneuerung 34
Rückschlagventile und Absperrvorrichtungen 34
Allgemeine Anordnung der Druckleitungen 34
Selbstthätige Luftventile 35

III. Abschnitt.
Betriebskräfte zur Förderung von Flüssigkeiten mittels Pumpen.

Senkrechte Förderhöhe, Widerstandshöhe 35
Wirkungsgrad der Pumpen und Kraftmaschinen. 36
Nutzleistung einfach- und doppeltwirkender Pumpen 36, 37

Die Kraftquellen.

Der Mensch.
Übertragung der Kraft auf die Pumpen 38
Pumpenbetrieb mittels Hebel oder Kurbel mit Schwungrad; Schwengelpumpen . . . . . 40—42

Digitized by Google

Seite

Kuppelung mehrerer Pumpen 43
Durchmesser und Hub der Handpumpen, sowie deren Kolbenspielzahl 44
Leistung eines Mannes an der Pumpe 44
Schacht- oder Baupumpen und Feuerspritzen, ihre Betriebskräfte und Liefermengen 44

Das Pferd, Ochse und Esel.

Kraft dieser Tiere am Göpel, sowie ihre Umlaufgeschwindigkeit 45, 46
Kraftübertragung auf die Pumpen 45, 46
Nutzleistung des Göpelbetriebes und Kuppelung mehrerer Pumpen 45, 46
Durchmesser und Hub der Pumpen, sowie Kolbenspielzahl . . 45, 46
Nutzleistung eines Pferdes, eines Ochsen und eines Esels . . 45, 46

Die Wasserkräfte.

Die Grösse einer Wasserkraft 47
Wirkungsgrad der verschiedenen Wasserräder, sowie der Wassersäulenmaschinen 47
Ganz oder teilweise freilaufende Wasserräder, ober- und unterschlägige Räder, sowie Turbinen; ihre zulässigen Gefälle, Umdrehungszahlen und ihre Nutzleistungen 48--50
Kraftübertragung von den Rädern auf die Pumpen 50

Die Dampfkraft.

Mittlere Leistung von 1 kg Steinkohle und Kohlenverbrauch für eine Stunde-Pferdestärke 51
Heizfläche der Dampfkessel 51
Einteilung der Dampfmaschinen in Hubmaschinen, Schwungrad- und Balanciermaschinen 51
Kraftübertragung und Nutzleistung 52
Speise- und Kondensations-Wasserbedarf 52

Gas-, Benzin- und Petroleum-Motoren.

Verbrauch an Gas, Benzin und Petroleum, sowie Kühlwasser für 1 Stunde-Pferdestärke 53
Betriebsbereitschaft und Leistungen 53
Benzingas-Erzeuger, Leistung von 1 kg Benzin in Meterkilogramm 54
Generator- oder Kraftgas-Erzeuger, Leistung von 1 kg Koks oder Anthracit in Meterkilogramm 55
Betrieb städtischer Wasserwerke mittels Gasmotoren 55
Vergleichende Zusammenstellung der Kosten 1 Stunde-Pferdestärke für gesättigten und überhitzten Dampf, für Leuchtgas, Generatorgas und Benzin 67, 68
Beschreibung verschiedener Wasserwerke mit Gasmotoren-Betrieb 55—66
Allgemeine Anordnung der Gasmotorenpumpen 67
Masse, Leistungen und Preise von Gasmotoren mit Pumpen . . 68

Spiritus-Motoren und ihr Spiritusbedarf 68

Heissluft-Motoren.

Masse, Leistungen und Preise 69

Digitized by Google

Wind-Motoren. Seite
Nutzleistung, Raddurchmesser 70
Ausgeführte Pumpwerke mit Windbetrieb 71
Elektro-Motoren.
Elektrische Masseinheiten 72
Wechsel- und Gleichstrom-Motoren 73
Kraftübertragung auf die Pumpen 73
Ausgeführte elektrisch betriebene Pumpen 73
Allgemeine Anordnung der Pumpwerke.
Stehende und liegende Pumpen 74
Befestigung der Pumpen 74
Grössen des Kolbenhubes 74
Kraftbedürfnis für verschiedene Fördermengen und Förderhöhen . 74
Grösse und Leistungen von Pumpwerken mit Rücksicht auf die städtischen Wasserversorgungen und Entwässerungen.
Wasserbedarf der Städte 75, 76
Der grösste Tages- und Stundenverbrauch 77
Wasserverbrauch verschiedener Städte 77
Wasserbedarf für haus- und gewerbewirtschaftlichen, sowie für öffentlichen Gebrauch 77, 78
Bevölkerungszunahme der Städte und Grössenbemessung eines Pumpwerks 78
Einteilung der Städte in Versorgungsgruppen 79
Pumpenbetrieb mit oder ohne Sammelbehälter 80
12stündiger und 24stündiger Betrieb 80
Grösse und Anzahl der Pumpen eines städtischen Pumpwerkes 81, 82
Betriebsbereitschaft der Pumpwerke für städtische Entwässerungskanäle und Grösse der Wasserbewältigung für diese . . . 83
Ausgeführte Pumpwerke 84, 85

II. Teil. Pumpen-Konstruktionen.

I. Abschnitt. Die Hubpumpen.

A. Saug- und Hebepumpen.

Saugpumpen im allgemeinen 89
Saugpumpe für Handbetrieb mit verstellbarem Schwengel 90
Freistehende und Wandpumpen 91
Bau- oder Schachtpumpe 92
Saug- und Hebepumpen im allgemeinen 93
Arbeitscylinder, Frostsicherung 94, 95
Masse, Leistungen und Preise der Saug- und Hebepumpen für Handbetrieb 96
Saug- und Hebepumpen als Spritzen 97
Saug- und Hebepumpen mit senkrecht stehendem Hebel 98, 99
Antrieb der Saug- und Hebepumpen mittels Kurbel und Schwungrad 100, 101
Saug- und Hebepumpen mit Stopfbüchsen und drei Ventilen für Hand- und Maschinenbetrieb 102

Digitized by Google

Seite
Pumpe mit zwei Kolben in einem Cylinder 107
Saug- und Hebepumpe für Schächte mit hydrostatischem Gestänge . 109
Pumpe mit drei Ventilkolben in einem Cylinder 113
Pumpe mit vier Ventilkolben paarweise in zwei Cylindern, aber an einer Betriebswelle 113
Einfachwirkende Saug- und Hebepumpe mit Ventil-Tauchkolben . 111, 112
Doppeltwirkende Saug- und Hebepumpe mit Ventil-Tauchkolben . . 114
Grubenpumpe ohne Gestänge . . . . . 115—117
Doppeltwirkende Saug- und Hebepumpe mit Ventil-Scheibenkolben und hohlem Tauchkolben 118, 119
Einfachsaugende, doppelthebende Pumpe mit zwei Kolben 119

Abessinische Röhrenbrunnen.
Schlagbrunnen, Schraubenbrunnen . . . . . 120—122

Bohrbrunnen.
Lichtweite derselben 122
Rohrschuhe, Seiher- und Filtervorlage 123
Anwendung von Pressluft zur Wasserverdrängung 123
Teleskop-Verrohrung, verlorene Röhrenfahrt 124
Bohrbrunnen-Pumpen 124
Kreisseilbetrieb für Schachtpumpen 125, 126
Balancierbetrieb für tiefe Schächte 128, 129
Drillingspumpen mit Kurbelbetrieb 129
Jauchepumpen 130
Entwässerungspumpe mit Dampfmaschine 131
Cementpumpe 131

B. Saug- und Druckpumpen.

Einfach- und doppeltwirkende Pumpen.
Einfachwirk. Pumpen: Jauchepumpen, Garten- u. Löschspritzen 132—138
Einfache Pumpe mit Tauchkolben 139
Zwillingspumpe mit Tauchkolben 139
Kessel-, Speise- und Probierpumpe 140
Zwillingspumpe mit Differential-Tauchkolben 141
Pumpe mit Tauchkolben für dicke Flüssigkeiten . . . . 142—145
Drillingspumpe mit Tauchkolben 146, 147
Zwillingspumpe als Hochdruck-Speisepumpe 148, 149
Einfachwirk. Saug- u. Druckpumpe mit elektrischem Antrieb 149, 150
Zwillingspumpe mit elektrischem Antrieb 149, 150

Löschspritzen.
Preise und Leistungen . . . . . 150—152
Wagenspritzen, Abprotzspritzen 153
Wasserzubringer 154
Dampfspritzen 154
Arbeitsleistung der Löschspritzen 155, 156
Druckverlust in den Schlauchleitungen . . . . . 157—159

Digitized by Google

Seite
Druck vor dem Mundstück eines Strahlrohres und Einfluss der Lichtweite des Mundstücks . . . . . 160—162
Wurfweite und Steighöhe des Wasserstrahls 163, 164
Säurepumpen und ihre Auskleidung 165
Einfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit mehreren Kolben in einem Cylinder 166, 167
Einfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit einem Tauch- und einem Scheibenkolben 168
Einfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit einem geschlossenen und einem Ventil-Scheibenkolben 169
Zwillingspumpe mit vier geschlossenen Scheibenkolben 170
Pumpe mit zwei geschlossenen und zwei Ventil-Scheibenkolben in einem Cylinder 171, 172
Tauchkolben-Zwillingspumpe mit einer inneren Stopfbüchse . . 173

Doppelt- und vierfachwirkende Saug- und Druckpumpen.

Doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe mit vier Ventilen zu wirtschaftlichen Zwecken, für Hand- und Maschinenbetrieb 174—176
Die „Inselpumpe“ 177, 178
Vierfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit zwei Scheibenkolben in zwei Cylindern und vier Ventilen 179, 180
Doppeltwirkende Pumpe mit einem Scheibenkolben und nebeneinander liegenden Saug- und Druckkanälen 181, 182
Doppeltwirkende Pumpe mit Mönchskolben, als Schachtpumpe 183, 184
Doppeltwirkende Zwillings-Tauchkolbenpumpe 184, 185
Doppeltwirkende Zwillingspumpe mit verstellbarem Hube . 185, 186
Wasserwerks-Pumpmaschine 188, 189
Anwendung von überhitztem Dampf zum Pumpenbetriebe . 189, 190
Verwendung von zwangläufig gesteuerten Ventilen 191

Dampfpumpen.

Die Dampfsteuerung 191
Einfachwirkende Dampfpumpe als Kesselspeisepumpe 192
Dampfpumpe von Colburn 193, 194
Worthingtonpumpe 195
Worthingtonpumpe mit Tauchkolben und innerer Stopfbüchse . . 196
Worthingtonpumpe mit Hochdruck-Dampfmaschine 197
Worthingtonpumpe mit Verbund-Dampfmaschine 197
Worthingtonpumpe mit Scheibenkolben 198
Verhältnis der Kolbenflächen für Hochdruck-Dampfmaschinen, für Niederdruck- und Verbund-Dampfmaschinen 197
Worthingtonpumpe als Speisepumpe 197
Worthingtonpumpe mit aussenliegenden Stopfbüchsen des Tauchkolbens 197, 199
Worthington-Triplexpumpe mit dreifacher Expansion, mit Kondensation und hydraulischem Ausgleicher 197, 200

Digitized by Google

Seite

Worthingtonpumpe für Hauswasserversorgung mit elektrischem Antrieb 200
Vierfachwirkende Duplexpumpen zur Speisung von Dampfkesseln. 201
Verbund-Duplex-Maschinen mit vierfachwirkender Zwillingspumpe 201
Dreifache Expansions-Duplex-Maschine mit Kondensation, für eine Zwillingspumpe von Weise & Monski . . . . . 202—204
Duplex-Zwillingspumpen als Schacht- und Schiffspumpen . . . 205
Kleine Dampfpumpwerke für kleinere Wasserversorgungen . . . 206
Tiefbrunnen-Duplex-Zwillingspumpen 206
Selbstthätig angehende Duplex-Zwillingspumpen 207
Vierfachwirkende Duplex-Schlammpumpe 207
Naphtapumpe 207
Automatpumpen 208
Duplex- und Triplexpumpen von Weise & Monski 208
Duplex-Zwillingspumpe für Kesselspeisung mit Tauchkolben und innerer Stopfbüchse 209
Duplex-Zwillingspumpe für Wasserförderung mit äussern Stopfbüchsen des Tauchkolbens 209
Duplex-Verbund-Zwillingspumpe 210
Triplex-Verbund-Drillingspumpe 211
Duplex-Zwillingspumpen als Schacht- oder Senkpumpen, als freistehende oder Wandpumpen, sowie als Schiffspumpen . 212, 213
Ausgeführte Pumpwerke . . . . . 214—218
Die Wassersäulen-Maschinen oder Kolbenpumpen mit Schiebersteuerung 218
Die Wassersäulen-Maschinen oder Wasserdruckpumpen mit schwingendem Cylinder und Antrieb durch Druckwasser . . 219, 220

C. Membranpumpen:

Membranpumpen alter und neuer Art 221
Saug- und Druck-Zwillingspumpe für Hand- und Riemenbetrieb . 222—225
Membran-Säurepumpe . . . . . 226—228

D. Pumpen mit schwingendem Kolben. (Flügelpumpen.)

Pumpen mit einer Drehachse:
Einfachwirkende Flügelpumpe, doppeltwirkende Zwillingspumpe 229—231
Doppeltwirkende Flügelpumpe mit vier oder zwei Ventilen . 231, 232
Vierfachwirkende Flügelpumpe mit vier Ventilen 232
Pumpen mit zwei Drehachsen und zwei Flügeln oder Kolben . 232, 234
Arbeitsbedürfnis der Flügelpumpen . . . . . 235—237

II. Abschnitt.

Pumpen mit ununterbrochener Drehbewegung: Die Kreiselpumpen.

Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen im allgemeinen.

1. Die Kapsel- oder Würgelpumpen.
Würgelpumpen mit Schiebersteuerung und einer Triebwelle . . 238
Würgelpumpen mit zwei Triebwellen 239
Würgelpumpe mit zwei Zähnen 239

Digitized by Google

Seite
Würgelpumpe für Handbetrieb mit Schwungrad 240
Würgelpumpe mit drei Zähnen 240
Würgelpumpe für Riemenbetrieb 241, 243
Würgel-Parabelpumpe mit Schieberkolben 244
Jägerpumpen . . . . . 245—247
Fördermengen der Kreiselpumpen 241

2. Schleuder- oder Centrifugalpumpen.
Ihre Wirkungsweise 248
Schleuderpumpen mit einseitigem Einlaufe, seitlich offenem Rade und nach aussen sich verjüngender Radbreite . . . 249, 252
Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpe 250
Hochdruck-Zwillingspumpe 250
Schleuderpumpe mit Klappdeckel 251
Schleuderpumpen für Mittel- und Hochdruck 253, 254
Wagerecht laufende Schleuderpumpen 254
Schleuderpumpen für Säuren mit Schmierpressen und Einspritzvorrichtungen 255
Fussventile, Dampfexhaustoren, Wasserstrahlpumpen und Lufthähne für Schleuderpumpen 255
Regelungsvorrichtungen für veränderliche Förderhöhen und Fördermengen 256; 257
Berechnung der Grösse und Leistung von Schleuderpumpen 258, 259
Bildung der Pumpengehäuse und Schaufeln 260
Aufstellung der Pumpen und ihre Absperrvorrichtungen . . 261, 262
Beschreibung ausgeführter Pumpwerke . . . . . 263—267

III. Abschnitt. Die Einzelbestandteile der Pumpen.

Die Pumpencylinder und Kolben.
a) Scheibenkolben:
Eingeschliffene, geliderte 268, 269
Geschlossene, durchbrochene oder Ventilkolben 270
Kolben- und Liderungsmaterial 270, 271
b) Tauch- oder Mönchskolben:
Massiv oder hohl 272
Differentialkolben 273

Pumpenventile.
Selbstthätige oder zwangläufig gesteuerte 273
Hub- und Klappenventile, Schieberventile 274
Teller-, Kegel- und Kugelventile . . . . . 274—280
Ventilkästen und ihre Stärke 275
Ausmasse der verschiedenen Ventile . . . . . 275—281
Mehrsitzige Ventile 282
Einfache Ringventile, Stufenventile . . . . . 282—283
Doppelsitzventile, Glockenventile 284
Stabförmiges und spiralförmiges Ringventil 285

Digitized by Google

Seite
Cylindrische und kegelförmige Stufenventile . . . . . 286—287
Zwangläufig gesteuerte Ventile 288
Zugänglichkeit und Gruppierung der Ventile 289, 290
Fussventile und Saugkörbe.
Steinfänger, Doppelfussventile . . . . . 291—295
Windkessel.
Saug- und Druckwindkessel 296
Absperrschieber, Rückschlagklappen und Sicherheitsventile . . . 292
Regelungsventile, selbstthätige, für veränderliche Förderhöhen und Fördermengen . . . . . 293—294
Ansaugvorrichtungen für Schleuderpumpen 297
Dampfexhaustoren, Luftpumpen und Wasserstrahl-Luftpumpen 297—300
Zwischenglieder für Kraftübertragung auf Pumpen mittels Kurbel, Winkelhebel, Kunstkreuzen und Balanciers . 300—306
Die Pumpen-Rohrleitungen.
Gusseiserne Röhren 306
Muffen- und Flanschverbindungen, Baulänge, Wandstärke, Gewichte, Formstücke . . . . . 307—313
Bleiröhren 314
Verbindungen, Wandstärke, Gewichte 314
Zinnröhren mit Bleimantel 314
Schmiedeeiserne Röhren 315, 316
Verbindungen, Wandstärke, Gewichte, Preise 315, 316
Hanf- und Gummischläuche 317
Teleskop- oder Ausgleichungsröhren 318

Tabellen-Verzeichnis.

I. Spezifische Gewichte und Druckhöhen einer Atmosphäre für verschiedene Flüssigkeiten 4
II. Werte der Erfahrungszahl w bezüglich der hydraulischen Widerstände für verschiedene Lichtweiten und Rauhigkeitsgrade der Röhren 14
III. Druckverlust in Rohrleitungen für je 100 m Länge und Geschwindigkeit von 0,50—3,0 m 17
IV. Verhältniszahlen zwischen Darcy'schen und Kutter'schen Gefällverlusten für verschiedene Lichtweiten 18
V. Gasdruck innerhalb der Saugröhren bei dem Durchflusse von warmen und heissen Flüssigkeiten 31
VI. Umfangsgeschwindigkeit, Halbmesser, Minutenumdrehungen der verschiedenen Wasserräder 49

Digitized by Google

		Seite
VII.	Vergleichende Zusammenstellung der Kosten einer Pferdestärke-Stunde, gesättigten und überhitzten Dampfes, sowie von Leuchtgas, Generator- und Benzingas	56
VIII.	Masse, Leistungen und Preise für liegende und stehende Gasmotoren mit Tauchkolben-Pumpen	67
IX.	Masse, Leistungen und Preise für liegende, doppeltwirkende Scheibenkolben-Pumpen mit Gasmotoren	68
X	Masse und Leistungen der Heissluft-Kraftmaschine von Weise & Monski	69
XI.	Kraftbedürfnis für verschiedene Fördermengen und Förderhöhen bei Benutzung von lebenden Motoren und Dampfmaschinen; erforderliche Kessel-Heizfläche	76
XII.	Preise von Saugpumpen für Handbetrieb mit verstellbarem Schwengel	92
XIII.	Preise der Schacht- oder Baupumpen	93
XIV.—XVII.	Masse, Leistungen und Preise der Saug- und Hebepumpen für Handbetrieb	96—105
XVIII.	Preise kleiner Windkessel	106
XIX.	Masse und Preise der Schlagbrunnen	122
XX.	Masse und Preise von Saug- und Hebepumpen mit Balancierbetrieb, für Rohrbrunnen	129
XXI.	Grösse und Preise von Drillings-Saug- und Hebepumpen .	130
XXII.	Grösse und Preise von Kessel-Speisepumpen	140
XXIII.	Masse, Leistungen und Preise von Drillingspumpen . . .	147
XXIV.	Grösse, Leistungen und Preise von Fahrspritzen	152
XXV.	Grösse, Leistungen und Preise von Abprotzspritzen . . .	153
XXVI.	Arbeitsleistung der Spritzen für verschiedene Wassermengen und Wurfweiten	156
XXVII.	Steighöhen springender Wasserstrahlen für verschiedene Druckhöhen	164
XXVIII.	Masse, Leistungen und Preise von doppeltwirkenden Wirtschaftspumpen	176
XXIX.—XXX.	Masse, Leistungen und Preise der „Inselpumpen“ für Hand- und Riemenbetrieb	178, 179
XXXI.	Masse, Leistungen und Preise vierfachwirkender Pumpen mit zwei Kolben und vier Ventilen	180
XXXII.	Masse, Leistungen und Preise doppeltwirkender Pumpen mit nebeneinander liegenden Saug- und Druckkanälen . . .	183
XXXIII.	Masse, Leistung und Preise der einfachwirkenden Dampfpumpe als Kessel-Speisepumpe	192
XXXIV.	Masse und Leistungen von Worthingtonpumpen für Haus-Wasserversorgung	200
XXXV.	Masse und Leistungen der selbstthätig angehenden Duplex-Dampfpumpen	207
XXXVI.	Grösse und Preise von Membranpumpen	225

Digitized by Google

Seite

XXXVII. Masse, Leistungen und Preise von Membran-Säurepumpen. 228
XXXVIII. Masse, Leistungen und Preise von Flügelpumpen 237
XXXIX.—XL. Masse, Leistungen und Preise von Würgelpumpen für Hand- und Maschinenbetrieb 241, 243
XLI. Masse, Leistung und Preise der Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpe 253
XLII. Masse, Leistungen und Preise für Mittel- und Hochdruck-Schleuderpumpen 254
XLIII. Preise von Doppel-Fussventilen 292
XLIV. Preise von Saugkörben, einfachen Fuss- und Klappenventilen 293
XLV. Preise selbstthätiger Druckregeler 294
XLVI. Preise selbstthätiger Förderungsregeler 295
XLVII. Masse, Leistungen und Preise von Luftpumpen 299
XLVIII. Masse, Leistungen und Preise von Wasserstrahl-Luftpumpen 300
XLIX. Masse und Gewichte gusseiserner Röhren 311
L. Masse und Gewichte der Verbindungs- und Dichtungsmaterialien für gusseiserne Röhren 312
LI. Masse der gusseisernen Formstücke 313
LII. Gewichte von Bleiröhren 314
LIII. Wandstärke und Gewichte schmiedeeiserner Röhren . . . 316
LIV. Wandstärke und Gewichte von Mannesmann-Röhren . . . 316
LV. Preise von Gummi-Spiralschläuchen 317
LVI. Preise von Hanfschläuchen mit Zubehör 317

Verzeichnis der Zeichnungen.

Fig. 1. Saugpumpe 5
„ 2. Querschnitt eines Rohrkanales 22
„ 3. Seiher aus Kupferblech 23
„ 4. Gusseiserner Seiher 23
„ 5. Messingener Seiher mit Fussventil 23
„ 6, 6a. Gusseiserne Saugkörbe mit Klappen-Fussventil 24
„ 7. Gusseiserner Saugkorb mit verstellbarer Klappe 24
„ 8, 9, 10. Rückschlagventile 24
„ 11. Saugwindkessel (Schematische Zeichnung) 26
„ 12, 13. Grosser und kleiner Windkessel 31
„ 14. Selbstthätiges Luftventil 35
„ 15, 16, 17, 18. Schematische Zeichnungen über Kurbelverstellungen 40
„ 19. Schematische Zeichnung über Schwengelbewegung 42
„ 20. Pumpwerk der Stadt Fürth 60
„ 21. Pumpwerk der Stadt Koblenz 61
„ 22. Pumpwerk der Stadt Nierstein 65

Digitized by Google

Seite

Fig. 23, 24. Saugpumpe für Handbetrieb 90
„ 25, 26, 27. Saugpumpe mit verstellbarem Schwengel 91
„ 26. Freistehende Saugpumpe auf Säule 91
„ 27. Tragbare Saugpumpe 91
„ 28. Bau- oder Schachtpumpe 92
„ 29, 30, 31. Arbeitscylinder für Saug- und Hebepumpen . . . 94
„ 32, 33, 34, 35. Saug- und Hebepumpen mit Arbeitscylinder . 95, 97
„ 36, 37. Saug- und Hebepumpe mit senkrecht stehendem Hebel . 98
„ 38, 39. Antriebsbock mit Schwungrad 101
„ 40. Saug- und Hebepumpe mit Umgangsrohr und 3 Ventilen . 102
„ 41, 41a, 42. Saug- und Hebepumpe für Schwengelbetrieb mit Stopfbüchse und 3 Ventilen 103
„ 42, 42a, 42b. Kleine Druckwindkessel 103
„ 43. Saug- und Hebepumpe mit Antriebsbock und Schwungrad . 104
„ 44, 45. Saug- und Hebepumpe als Wandpumpe für Hand- und Maschinenbetrieb 104
„ 46. Saug- und Hebepumpe mit 2 Kolben in einem Cylinder . . 107
„ 47. Saug- und Hebepumpe mit 2 Windkesseln und 3 Ventilen 108
„ 48. Saug- und Hebepumpe mit hydrostatischem Gestänge . . . 109
„ 49. Saug- und Hebepumpe mit Tauch- und Ventilkolben . . . 111
„ 50. Saug- und Hebepumpe mit 3 Ventilkolben in 1 Cylinder . 113
„ 51. Saug- und Hebepumpe mit 4 Kolben, paarweise in 2 Cylindern mit 1 Betriebswelle 113
„ 52. Saug- und Hebepumpe mit Ventil-Tauchkolben 114
„ 53. Hand-Gartenspritzen 114
„ 54. Doppeltwirkende Saug- u. Hebepumpe mit Ventil-Tauchkolben 115
„ 55. Grubenpumpe ohne Schachtgestänge 117
„ 56. Doppeltwirkende Saug- und Hebepumpe mit Ventil-Scheibenkolben und hohlem Tauchkolben 118
„ 57. Einfach saugende, doppelt hebende Pumpe mit Tauch- und Ventilkolben 119
„ 58. Schlag- oder Abessinierbrunnen 120
„ 59. Rammgeräte für Schlagbrunnen 120
„ 60, 61, 62, 63. Erdbohrer, Rammspitze, Einschraubspitze, Hebelkluppe für Schlagbrunnen 121
„ 64. Arbeitscylinder für einen Bohrbrunnen 124
„ 65. Rohrbrunnen-Pumpe 125
„ 66. Kreisseilbetrieb für Schachtpumpen 126
„ 67. Drillings-Hebepumpe 128
„ 68, 68a. Schnittzeichnung einer einfachwirkenden Saug- und Druckpumpe 132, 133
„ 69. Schnittzeichnung einer doppeltwirkenden Saug- und Druckpumpe 134
„ 70. Tragbare, einfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit Doppelhebel für Handbetrieb 135

Digitized by Google

Seite

Fig. 71. Einfachwirkende Jauchenpumpe 137
„ 72. Gartenspritze, einfachwirkend 137
„ 73. Kleine Lösch- und Gartenspritze 138
„ 74. Einfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit Tauchkolben 139
„ 75. Kessel-Speisepumpe 139
„ 76. Probierpumpe 140
„ 77. Zwillingspumpe mit Differential-Tauchkolben 141
„ 78. Freistehende einfachwirkende Tauchkolbenpumpe für dicke Flüssigkeiten 143
„ 78a. Freistehende einfachwirkende Tauchkolbenpumpe für dicke Flüssigkeiten mit Schubstangenführung 144
„ 79. Drillings-Tauchkolbenpumpe 147
„ 80. Wasserzubringer für Spritzen 154
„ 81. Abprotz-Spritze 155
„ 82. Einfachwirkende Säurepumpe mit Tauchkolben 165
„ 83. Saug- und Druckpumpe mit einem geschlossenen Scheibenkolben und einem Tauchkolben 166
„ 84. Saug- und Druckpumpe mit einem Tauchkolben und einem Ventil-Scheibenkolben 168
„ 85. Saug- und Druckpumpe mit einem geschlossenen und einem Ventil-Scheibenkolben 169
„ 86. Zwillingspumpe mit 4 geschlossenen Scheibenkolben . . . 170
„ 87. Pumpe mit 2 geschlossenen und 2 Ventilkolben in einem Cylinder 171
„ 88. Tauchkolben-Zwillingspumpe mit einer inneren Stopfbüchse 173
„ 89, 90, 91, 92. Doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe für wirtschaftliche Zwecke (Californiapumpe) 174, 175
„ 93. Doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe („Inselpumpe“) . 177
„ 94, 95. Vierfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit 2 Scheibenkolben in 2 Cylindern und mit 4 Ventilen 180
„ 96, 97. Doppeltwirkende Pumpe mit nebeneinander liegenden Saug- und Druckkanälen 181, 182
„ 98. Doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe für Bergbau . . . 182
„ 99. Doppeltwirkende Zwillings-Tauchkolbenpumpe 184, 185
„ 100. Doppeltwirkende Zwillings-Tauchkolbenpumpe mit verstellbarem Hube 186
„ 101, 102. Doppeltwirkende Schieberpumpe 187
„ 103. Einfachwirkende Dampfpumpe mit Tauchkolben 191
„ 104. Dampfpumpe von Colburn 193
„ 105. Worthingtonpumpe mit Tauchkolben und innerer Stopfbüchse 196
„ 106. Worthingtonpumpe mit Scheibenkolben 199
„ 107. Schnittzeichnung einer liegenden, unmittelbar und vierfachwirkenden Duplex-Dampfpumpe mit innerer Stopfbüchse . . 201
„ 108. Liegende Duplex-Dampfpumpe mit äusseren Stopfbüchsen . 202
„ 109. Vierfachwirkende Zwillings-Presspumpe 204

Digitized by Google

Seite

Fig. 110. Vierfachwirkende Tauchkolbenpumpe mit äusserer Stopfbüchse, freistehende Schiffspumpe 205
„ 111. Duplex-Dampfpumpe zur Speisung von Dampfkesseln . . . 208
„ 112. Duplex-Dampfpumpe zur Wasserförderung 210
„ 113. Duplex-Verbund-Dampfpumpe, vierfachwirkende, mit äusseren Stopfbüchsen 210
„ 114. Triplex-Verbund-Dampfmaschine mit Tauchkolben-Zwillingspumpe, mit dreifacher Expansion und Kondensation . . . 212
„ 115. Duplex-Zwillings-Senkpumpe mit Tauchkolben und äusseren Stopfbüchsen 213
„ 116. Wassersäulenpumpe mit schwingendem Cylinder und Antrieb durch Druckwasser 219
„ 117. Membranpumpe alter Art 221
„ 118. Membranpumpe neuer Art 222
„ 119. Membran-Saugpumpe 222
„ 120. Membran-Saug- und Druckpumpe 223
„ 121. Membran-Zwillingspumpe 223
„ 122. Membranpumpe für Riemenbetrieb 224
„ 123. Membran-Säurepumpe 227
„ 124. Einfachwirkende Flügelpumpe 229
„ 125. Doppeltwirkende Flügelpumpe 231
„ 126. Doppeltwirkende Flügelpumpe mit zwei Ventilen 231
„ 127. Vierfachwirkende Flügelpumpe mit vier Ventilen 232
„ 128. Doppeltwirkende Flügelpumpe mit zwei Drehachsen . . . 233
„ 129. Vierfachwirkende Zwillings-Flügelpumpe 234
„ 130. Flügelpumpe für Handbetrieb 236
„ 131. Kapsel- oder Würgelpumpe mit Schiebersteuerung und einer Drehachse 239
„ 132. Würgelpumpe mit zwei Drehachsen und zwei Zähnen . . 239
„ 133. Würgelpumpe für Handbetrieb mit Schwungrad 240
„ 134. Würgelpumpe mit drei Zahnrädern 240
„ 135. Würgelpumpe mit zwei Drehachsen für Riemenbetrieb . . 242
„ 136. Würgel-Parabelpumpe mit Schieberkolben 244
„ 136a. Jäger-Würgelpumpe 246
„ 137, 138, 139. Schleuderpumpe mit einseitigem Einlaufe . . . 249
„ 140. Schleuderpumpe mit seitlich offenem Rade und nach aussen sich verjüngender Radbreite 250
„ 141. Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpe 251
„ 142. Schleuderpumpe mit Klappdeckel 251
„ 143. Schleuderpumpe für Mitteldruck 253
„ 144. Schleuderpumpe für Hochdruck 253
„ 145. Anordnung einer Schleuderpumpe samt Rohrleitung auf einer Gruben-Böschung 257
„ 146. Geschlossener, eingeschliffener Scheibenkolben 269
„ 147, 148. Ventilkolben aus hartem Holz 270

Digitized by Google

Seite

Fig. 144. Schleuderpumpe für Hochdruck 253
„ 145. Anordnung einer Schleuderpumpe samt Rohrleitung auf einer Gruben-Böschung 257
„ 146. Geschlossener, eingeschliffener Scheibenkolben 269
„ 147, 148. Ventilkolben aus hartem Holz 270
„ 149, 150. Scheibenkolben mit doppeltem Lederstulp 271
„ 151. Kolbenliderung aus Lederringen 271
„ 152. Tellerventil mit elastischer Aufschlagfläche 275
„ 153. Kegelventile 276
„ 154. Muschelventil mit oberer Stiftenführung 279
„ 155. Kugelventil 279
„ 156. Kegelventil mit unterer Stiftenführung 279
„ 157. Klappenventile 280
„ 158. Zweifaches Kolbenventil 282
„ 158a. Einfaches Ringventil 282
„ 159, 160, 161. Einfache Ringventile 284
„ 162. Doppelsitz-Ventil 285
„ 163, 164. Stabförmiges, mehrsitziges Ringventil 285
„ 165. Spiralförmiges Stufen-Ringventil 286
„ 166. Kegelförmiges Stufenventil 286
„ 166a. Einfaches, mehrsitziges Ringventil 287
„ 167. Senkrechtes, ringförmiges Klappenventil 287
„ 168, 169. Anordnung mehrerer Ventile in einem Gehäuse . . . 290
„ 170. Steinfänger für Saugrohrmündungen 291
„ 171. Doppel-Fussventile für Saugröhren 291
„ 172. Absperrschieber 292
„ 173. Sicherheitsventil 297
„ 174, 174a, 174b. Zwischenglieder für Kraftübertragung . . 302—305
„ 175. Gusseiserne Normal-Muffe 310
„ 176. Gusseiserne Normal-Flansche 310
„ 177, 178. Gusseisernes Muffen- und Flanschrohr 310

Digitized by Google

I. Teil.

Allgemeines.

Digitized by Google

Digitized by Google

I. Abschnitt.

Das Saugen der Pumpen.

Das Saugen besteht darin, dass in dem Pumpenraume über dem obern Ende des Saugrohres durch die Thätigkeit des Pumpenmechanismus eine Luftverdünnung stattfindet; dadurch wird infolge des auf den Saugwasserspiegel wirkenden atmosphärischen Luftdruckes das Wasser in die untere Mündung des Saugrohres, welches unter den Saugwasserspiegel taucht, gedrückt und steigt im Saugrohre so hoch über den Saugwasserspiegel, als die Spannung der atmosphärischen Luft diejenige der Luft im obern Teile des Saugrohres überwiegt. Der Druck der Atmosphäre wird bekanntlich für die Meereshöhe zu 10,33 m Wasser = 760 mm Quecksilbersäule angenommen, was dem Drucke auf einen Quadratcentimeter von 1,033 Kilogramm entspricht; der abgerundete, für die Praxis hinreichend genaue Wert des Atmosphärendruckes ist demnach 1 A. = 10,0 m Wassersäule oder 1,0 kg auf 1 qcm = 760 mm Quecksilbersäule. Könnte die Pumpe durch ihre Saugkraft das Saugrohr ganz luftleer machen, so müsste demnach das Wasser im Saugrohre auf 10,0 m senkrechter Höhe über dem Saugwasserspiegel sich erheben; dies ist die grösste Höhe, auf welche überhaupt angesaugt werden könnte, die in Wirklichkeit aber nicht erreicht wird; bei guten Pumpen mit kurzem Saugrohre wird sie höchstens zu 8 m angenommen.

Digitized by Google

Für andere Flüssigkeiten als Wasser erhält man, dem spezifischen Gewichte derselben entsprechend, eine andere Grösse der Flüssigkeitssäule, welche der Atmosphäre das Gleichgewicht hält.

Tabelle I.

	Spezifisches Gewicht	Druckhöhe 1 Atmosphäre in m
Süss-Wasser	1,0	10,0
Seewasser und Bier . . .	1,03	10,0
Kochsalzlösung und Theer .	1,2	8,33
Salzsäure	1,2	8,33
Salpetersäure	1,5	6,70
Schwefelsäure, konzentrierte	1,85	5,40
Leinöl	0,93	10,8
Rüböl	0,91	11,0
Terpentinöl	0,87	11,5
Petroleum und Spiritus . .	0,82	12,20
Naphta	0,76	13,10
Benzin	0,70	14,30

Das Ansaugen geht je nach der Pumpenkonstruktion in verschiedener Weise vor sich, entweder stetig und in gleichmässiger Stärke oder abgesetzt mit zu- und abnehmender Geschwindigkeit.

Kreisel- und Rotationspumpen sind eigentlich auch Kolbenpumpen, deren Kolben sich um eine Achse drehen. Je nach der Anzahl der Kolben, hier als Schaufeln und Flügel bezeichnet, ist die Saugwirkung mehr oder weniger gleichmässig aber immer stetig, weil die Bewegung der Kolben eine ununterbrochene und gleichmässige ist.

Die Hubpumpen haben geradlinig hin- und hergehende Kolbenbewegung mit bestimmter Hubhöhe, wodurch die Bewegung nicht nur eine abgesetzte, sondern auch beschleunigte und verzögerte ist; das Ansaugen dieser Pumpen steht daher unter dem Einflusse dieser ungleichmässigen Bewegung.

Der Vorgang des Saugens vollzieht sich bei den Hubpumpen in folgender Weise:

Digitized by Google

In nebenstehender Figur 1 ist *C* der Pumpencylinder, *K* der Kolben und *S* das Saugrohr. Befindet sich der Kolben in seinem tiefsten Stande unmittelbar über dem Saugventile am Boden des Cylinders und ist das Saugrohr noch mit Luft von der Spannung der Aussenluft gefüllt, so steht der Luftdruck im Saugrohre mit dem über dem Saugwasserspiegel im Gleichgewichte, dass heisst der Wasserspiegel im Saugrohre steht in gleicher Höhe mit demjenigen des Saugwasser-Behälters.

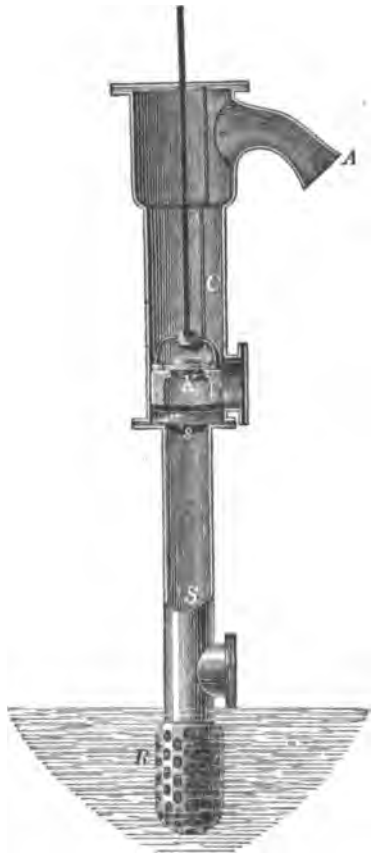


Fig. 1.

Wird nun der an die Cylinderwand dicht anschliessende Kolben in die Höhe gezogen, so öffnet sich das Saugventil *Vs* und das Kolbenventil *Vk* schliesst, wodurch der Raum unter dem Kolben sich mit der aus dem Saugrohre nachdringenden Luft füllt, während gleichzeitig in dem Saugrohr so viel Wasser aufsteigt, dass die darin und unter dem Kolben im Cylinder befindliche Luft wieder die Spannung der äussern atmosphärischen Luft erreicht. Bezeichnet *Fs* den lichten Querschnitt des Saugrohres, *Fk* den des Kolbens, der gleich Querschnitt des Cylinderhohlraumes ist, *L* die Länge des Saugrohres und *H* die Hubhöhe des Kolbens, sowie *h* die Höhe, auf welche sich das Wasser im Saugrohre erhebt, so ergiebt sich die Gleichung

$$Fs \cdot h = Fk \cdot H \text{ oder } h = \frac{Fk}{Fs} \cdot H.$$

Wird nun der Kolben wieder niedergedrückt, so entweicht die

Digitized by Google

Luft durch das Kolbenventil aus dem Cylinder und im Saugrohr befindet sich noch ein Luftraum von $Fs\,(L—h)$. Bei dem wiederholten Aufzuge des Kolbens steigt das Wasser nun weiter um die Höhe h, so dass nach dem zweiten Aufzuge das Wasser im Saugrohre die Höhe $2 \cdot h$ über dem Saugwasserspiegel und nach n Aufzügen die Höhe $n \cdot h$ erreicht. Da aber die Höhe, auf welche das Wasser angesaugt werden kann, eine beschränkte ist, nämlich höchstens 10,0 m, so hat man für diesen Fall $n \cdot h = 10{,}0$ und weil

$$h = \frac{Fk}{Fs} \cdot H, \text{ so ist } n = \frac{10{,}0}{H} \cdot \frac{Fs}{Fk},$$

d. h. die Anzahl Kolbenhübe, welche man machen muss, um das Saugrohr auf eine bestimmte Höhe zu füllen nimmt zu mit dem Querschnitte des Saugrohres und wird kleiner, wenn Kolbenquerschnitt und Hub wachsen. Ist das Saugrohr und der untere Teil des Cylinders bis zum tiefsten Kolbenstande mit Wasser gefüllt und bezeichnet Hs die senkrechte Höhe der Wassersäule im Saugrohre über dem Saugwasserspiegel bis unter den Kolben, so wird bei dem Beginne des Kolbenaufganges das Wasser diesem folgen und den Cylinder füllen. Der Druck, unter welchem das Wasser in den Cylinder tritt und dem Kolben folgt, ist gleich dem Unterschiede zwischen dem Atmosphärendruck auf den Saugwasserspiegel und dem Drucke der senkrechten Wassersäule im Saugrohre vom Saugwasserspiegel bis zum Kolben mit der Höhe Hs; dieser Druck P ist demnach $P = 10{,}0 — Hs$. Die Grösse von Hs nimmt während des Kolbenhubes gleichmässig zu, daher die Grösse von P in demselben Masse gleichmässig ab; von den hydraulischen Widerständen bei der Bewegung des Wassers durch das Saugrohr und den Cylinder ist dabei vorläufig abgesehen. Am Anfange des Kolbenhubes ist die Kraft

$P_0 = 10{,}0 — Hs$ und am Ende des Hubes

$P_1 = 10{,}0 — (Hs + H)$; die mittlere Grösse von

$$Pm = 10{,}0 — Hs — \frac{H}{2} \text{ m Wassersäule.}$$

Durch das Gewicht der Wassersäule ausgedrückt ist

$$Pm = \left(10{,}0 — Hs — \frac{H}{2}\right) \cdot Fs \cdot 1000 \text{ kg},$$

Digitized by Google

wenn die zu hebende Flüssigkeit Wasser ist; für andere Flüssigkeiten ist allgemein:

$$Pm = \left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right] \cdot Fs \cdot \gamma \cdot 1000 \text{ kg},$$

worin γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit bedeutet.

Durch die Kraft Pm ist die Wassermasse, welche in dem Saugrohre und im Cylinder enthalten ist, zum Aufsteigen in Bewegung zu setzen; diese Wassermenge hat bei Beginn des Kolbenhubes ein Gewicht G von

$$G_0 = Fs \cdot L \cdot 1000 \cdot \gamma \text{ und am Ende des Hubes}$$
$$G_1 = [Fs \cdot L + Fk \cdot H] \cdot 1000 \cdot \gamma, \text{ daher im Mittel}$$
$$Gm = \left[Fs \cdot L + \frac{Fk \cdot H}{2}\right] \cdot 100 \cdot \gamma.$$

Die Geschwindigkeit, welche das Wasser in dem Saugrohre erreichen kann, ist durch das Verhältnis der Kraft Pm zum Gewichte Gm begrenzt und kann ein bestimmtes Mass nicht überschreiten. Würde die Kolbengeschwindigkeit z. B. so gross, dass die Geschwindigkeit im Saugrohre das erreichbare Höchstmass überschreiten würde, so müsste die Wassersäule im Saugrohre abreissen, um sich unter Wasserschlag wieder zu vereinigen, der Gang der Pumpe wäre in diesem Falle ein sehr unruhiger. Die Geschwindigkeit, welche erreichbar ist, lässt sich aus der Geschwindigkeit des freien Falles herleiten. Bezeichnet S die Geschwindigkeit nach der Zeit T und $g = 9{,}810$ die Beschleunigung in der Sekunde bei dem freien Falle, so ist $S = g \cdot \frac{Pm}{Gm} \cdot T$, und der in der Zeit T zurückgelegte Weg $W = {}^1/_2 S \cdot T = {}^1/_2 \cdot g \cdot \frac{Pm}{Gm} \cdot T^2$. Die Arbeitsleistung auf dieser Wegstrecke ist

$$Pm \cdot W = \frac{Gm}{2g} \cdot S^2 \text{ und } S = \sqrt{\frac{Pm \cdot w \cdot 2g}{Gm}}.$$

Setzt man hierin die oben gefundenen Werte von Pm und Gm für den Kolbenhub, so ist

$$S = \sqrt{\frac{\left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right] \cdot Fs \cdot 1000 \cdot \gamma}{\left[Fs \cdot L + \frac{Fk \cdot H}{2}\right] \cdot 1000 \cdot \gamma} \cdot W \cdot 2g}$$

Digitized by Google

$$= \sqrt{\frac{\left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right] \cdot Fs}{\left[Fs \cdot L + \frac{H \cdot Fk}{2}\right]} \cdot W \cdot 2g}.$$

Der Weg W, den das Wasser im Saugrohre zurückzulegen hat, um dem Kolbenhube im Cylinder folgen zu können, verhält sich zu dem Kolbenhube wie umgekehrt der Querschnitt des Kolbens zu dem des Saugrohres. Der Weg W, welchen nun das Wasser im Saugrohre zurücklegt während des Kolbenhubes H ist daher: $W = \frac{H \cdot Fk}{Fs}$, daher

$$S = \sqrt{\frac{\left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right] \cdot H \cdot Fk \cdot 2g}{\left[Fs \cdot L + \frac{H \cdot Fk}{2}\right]}}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit Sk verhält sich zu der Geschwindigkeit im Saugrohre ebenfalls wie $\frac{Fs}{Fk}$ und daher $Sk = \frac{S \cdot Fs}{Fk}$, oder

$$Sk = \sqrt{\frac{\left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right]}{\left[Fs \cdot L + \frac{H \cdot Fk}{2}\right]} \cdot \frac{H \cdot Fs^2}{Fk} \cdot 2g}.$$

Bezeichnet ferner n die Kolbenspielzahl in der Minute, so ist auch $Sk = \frac{n \cdot H}{30}$, und wenn diese Kolbenspielzahl der erreichbaren Geschwindigkeit im Saugrohre entsprechen soll, so muss sein:

$$\frac{n \cdot H}{30} = \sqrt{\frac{\left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right]}{\left[Fs \cdot L + \frac{H \cdot Fk}{2}\right]} \cdot H \cdot \frac{Fs^2}{Fk} \cdot 2g} \text{ und}$$

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{\left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right]}{\left[Fs \cdot L + \frac{H \cdot Fk}{2}\right]} \cdot \frac{Fs^2}{Fk} \cdot \frac{2g}{H}} \text{ sein.}$$

Digitized by Google

$Fk \cdot H$ ist gleich dem Inhalte des Cylinders innerhalb eines Kolbenhubes $= J$ und $Fs \cdot L =$ dem Inhalte des Saugrohres $= Js$, daher

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right)}{J \cdot \left(Js + \frac{J}{2}\right)} \cdot Fs^2 \cdot 2g}.$$

Aus der letzten Gleichung geht hervor, dass die zulässige Anzahl der Kolbenspiele in der Zeiteinheit um so kleiner ausfällt, je grösser die Hubmenge J und insbesondere je grösser der Kolbenhub H; ferner wird n um so kleiner, je grösser der Inhalt des Saugrohres Js und die Saughöhe Hs werden. Dagegen kann die Anzahl der Kolbenspiele vermehrt werden, wenn der Querschnitt der Saugröhre grösser wird.

Ist Wasser die zu hebende Flüssigkeit, so ist $\gamma = 1{,}00$, wonach

$$n = 132{,}88 \cdot Fs \cdot \sqrt{\frac{\left(10{,}0 - Hs - \frac{H}{2}\right)}{J \cdot \left(Js + \frac{J}{2}\right)}}.$$

Bezeichnet man ferner die wirksame Druckhöhe $= \left(\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{H}{2}\right)$ mit Hw, so wird

$$n = 132{,}88 \cdot Fs \cdot \sqrt{\frac{Hw}{J\left(Js + \frac{J}{2}\right)}}.$$

Die Grösse der Fördermenge, welche in der Sekunde gefördert werden soll, ist gewöhnlich im Voraus bestimmt und sei Q, dann ist die Fördermenge in der Minute $Qm = 60\,Q$ und die Hubmenge ist

a) für einfach wirkende Pumpen:

$$J_1 = \frac{60\,Q}{n} \text{ und}$$

b) für doppelt wirkende Pumpen:

$$J_2 = \frac{60\,Q}{2 \cdot n} = \frac{30\,Q}{n} \text{ und}$$

Digitized by Google

$$n_1 = 132{,}88 \cdot Fs \cdot \sqrt{\frac{n \cdot Hw}{60 \cdot Q\left(Js + \frac{30 \cdot Q}{n}\right)}}$$ für einfach wirkende Pumpen

$$n_2 = 132{,}88 \cdot Fs \cdot \sqrt{\frac{n \cdot Hw}{30 \cdot Q\left(Js + \frac{15 \cdot Q}{n}\right)}}$$ für doppelt wirkende Pumpen

Durch Auflösung dieser Gleichungen erhält man, indem man $Fs = 0{,}7854 \cdot Ds^2$ und $Js = L \cdot 0{,}7854 \cdot Ds^2$ in obige Gleichungen einsetzt,

$$n_1 = \frac{204{,}0 \cdot Ds \cdot Hw}{Q \cdot L} - \frac{40 \cdot Q}{L \cdot Ds^2};$$

vereinfacht man die Gleichungen weiter, indem man den Subtrahenten $\frac{40 \cdot Q}{L \cdot Ds^2}$ vernachlässigt, wodurch die Richtigkeit der Rechnung nicht wesentlich beeinflusst wird, so erhält man

$$n_1 = \frac{204{,}0 \cdot Ds^2 \cdot Hw}{Q \cdot L} \text{ und}$$

$$n_2 = \frac{408{,}9 \cdot Ds^2 \cdot Hw}{Q \cdot L}; \text{ ferner}$$

$$Ds = 0{,}07 \cdot \sqrt{\frac{n_1 \cdot Q \cdot L}{Hw}}$$ für einfach wirkende Pumpen

$$Ds = 0{,}0495 \cdot \sqrt{\frac{n^2 \cdot Q \cdot L}{Hw}}$$ für doppelt wirkende Pumpen.

Aus diesen Gleichungen ergiebt sich, dass der Durchmesser der Saugröhren zunimmt mit der Quadratwurzel aus der Länge der Saugröhren, aus der Fördermenge und aus der Kolbenspielzahl; dagegen nimmt dieser Durchmesser ab, je kleiner die Saughöhe und die Hubhöhe wird. In obigen Gleichungen sind die Hydraulischen Widerstände noch nicht berücksichtigt; bezeichnet man diese mit h, so ist nun für Hw zu setzen:

$$Hw = \frac{10{,}0}{\gamma} - \left(Hs + \frac{H}{2} + h\right).$$

Diese Widerstandshöhe h setzt sich zusammen aus den Widerständen, welche sich bei dem Durchgange der Flüssigkeit an dem untern Ende des Saugrohres, wo häufig Seiher und Fuss-

Digitized by Google

ventile angebracht sind, und bei dem Durchgange durch die Ventile der Pumpe, sowie bei langen Saugleitungen hauptsächlich aus den Leitungswiderständen auf der Länge der Rohrleitungen ergeben. Die Widerstände des Eintritts in die Saugleitung kann man ausdrücken durch $h_1 = \frac{z \cdot S_2}{2g}$, worin z eine Erfahrungszahl, die man zu 0,5 annehmen hann; S wird gewöhnlich im Mittel zu 1,0 m bestimmt, so dass

$$h_1 = \frac{0{,}5 \cdot 1{,}0}{19{,}62} = 0{,}025 \text{ m}.$$

Für Kegelventile ist $h_2 = \frac{0{,}25 \cdot S^2}{2g}$ und für $S = 1{,}0$ m wird $h_2 = \frac{0{,}25 \cdot 1{,}0}{19{,}62} = 0{,}0125$ m. Es ist ersichtlich, dass diese Widerstände, selbst wenn mehrere Ventile den Wasserlauf hemmen, nicht bedeutend werden und besonders bei langen Saugleitungen gegenüber den Leitungswiderständen verhältnismässig sehr gering sind.

Der Leitungswiderstand ergiebt sich aus der Gleichung: $h_3 = \frac{2{,}0 \cdot L \cdot S^2}{w^2 \cdot R}$, worin w eine Erfahrungszahl und R den Halbmesser der Saugröhren im Lichten bezeichnet, daher auch

$$h_3 = \frac{4{,}0 \cdot L \cdot S^2}{w^2 \cdot Ds}.$$

Die Herleitung der Gleichung für die Widerstandshöhe ergiebt sich auf folgende Weise:

Für eine Druckhöhe von H m Wassersäule ist die Geschwindigkeit S, wenn keine Widerstände zu überwinden wären, $S = \sqrt{2g \cdot H}$; die Grösse des Leitungswiderstandes nimmt aber zu mit der Grösse der benetzten inneren Wandfläche der Leitung und mit dem Quadrate der Geschwindigkeit S. Bezeichnet L die Länge der Rohrleitung, F den Wasserquerschnitt darin und U den benetzten Umfang des Rohres, sowie h die Grösse des Reibungswiderstandes auf 1 qm Rohrfläche, ausgedrückt durch die Höhe einer Wassersäule in Meter, so ist

$$W = h \cdot F = z \cdot L \cdot U \cdot S^2 \text{ und } h = \frac{z \cdot L \cdot U \cdot S^2}{F}.$$

Digitized by Google

Die für Erzeugung der Geschwindigkeit S wirksame Druckhöhe ist $H—h$, also $S^2 = 2g\,(H—h)$ oder $S^2 = \frac{2g \cdot H \cdot F}{F + 2g \cdot z \cdot L \cdot U}$. Den Wert F im Nenner des obigen Bruches kann man mit Rücksicht auf den gewöhnlich sehr hohen Wert von L gegenüber F vernachlässigen, wodurch $S = \sqrt{\frac{F \cdot H}{z \cdot L \cdot U}}$.

Bezeichnet man $\sqrt{\frac{1}{z}}$ mit w, so wird $S = w \cdot \sqrt{\frac{F \cdot H}{U \cdot L}}$.

Der Wert von w wurde durch Eytelwein bestimmt zu: $w = \sqrt{\frac{1}{0{,}000386}} = 50{,}93$, wobei auf die verschiedene Rauhigkeit der Wände im Innern der Leitungen keine Rücksicht genommen ist.

Nach Darcy und Bazin ist $w = \sqrt{\frac{F}{a \cdot F + b \cdot U}}$, worin a und b Erfahrungszahlen bezeichnen, welche dem Rauhigkeitsgrade entsprechende, verschiedene Zahlenwerte haben.

Nach Kutter berechnet sich $w = \frac{100 \cdot \sqrt{\frac{F}{U}}}{m + \sqrt{\frac{F}{U}}}$, worin m ebenfalls eine Rauhigkeitszahl bedeutet.

Der Eytelwein'sche Wert für w mit 50,93 wurde früher allgemein angewendet, weil man damit unabhängig ist von dem erst zu bestimmenden Wasserquerschnitte F; in der Neuzeit ist doch hauptsächlich die Kutter'sche Formel für w im Gebrauche.

Den Quotient $\frac{F}{U}$ bezeichne ich als Querschnittsverhältnis mit Qv und den Quotient $\frac{H}{L}$ als Gefällverhältnis mit Gv, danach erhält man $S = w \cdot \sqrt{Gv \cdot Qv}$.

Für kreisförmige, ganz gefüllte Röhren ist

$$F = \pi \cdot R^2,\ U = 2\pi \cdot R \text{ und } Qv = \frac{R}{2} = \frac{D}{4},$$

Digitized by Google

wenn R den Halbmesser und D den Durchmesser der Röhre im Lichten angiebt; demnach:

$$S = w \cdot \sqrt{\frac{D}{4} \cdot Gv}; \quad w = \frac{100 \cdot \sqrt{\frac{D}{4}}}{m + \sqrt{\frac{D}{4}}}.$$

Der aus dieser Kutter'schen Gleichung berechnete Wert von w kommt bei kleinen Querschnitten und für glatte Rohrwände, für welche $m = 0{,}15$ ist, dem Eytelwein'schen von 50,93 ziemlich nahe; für rauhe und beschmutzte Rohrwände und besonders für kleine Lichtweiten der Röhren fällt jedoch das w von Kutter bedeutend kleiner aus als 50,93. Z. B. für eine Röhre von 100 mm Lichtweite ist

$$w = \frac{100 \cdot \sqrt{0{,}025}}{0{,}15 + \sqrt{0{,}025}} = \frac{16}{0{,}31} = 51{,}6,$$

wenn die Innenwände rein und glatt sind; sind diese aber beschmutzt, wodurch $m = 0{,}25$ wird, dann ist

$$w = \frac{100 \cdot \sqrt{0{,}025}}{0{,}25 + \sqrt{0{,}025}} = \frac{16}{0{,}41} = 40.$$

Für $D = 250$ mm und $m = 0{,}25$ ist

$$w = \frac{100 \cdot \sqrt{0{,}0625}}{0{,}25 + \sqrt{0{,}0625}} = \frac{25}{0{,}50} = 50{,}0.$$

Für $D = 500$ mm und $m = 0{,}25$

$$w = \frac{100 \cdot \sqrt{0{,}125}}{0{,}25 + \sqrt{0{,}125}} = \frac{35{,}3}{60{,}3} = 58.$$

Für kleinere Rohrweiten als $D = 250$ mm fällt das Kutter'sche w, beschmutzte Rohrwände mit $m = 0{,}25$ vorausgesetzt, immer kleiner, für Lichtweiten über $D = 250$ mm aber grösser als 50,93 aus.

Die Formel von Darcy und Bazin ist für die Rechnung nicht so bequem und giebt für glatte Rohrwände geringere Werte von w als die Kutter'sche, weshalb die letzte vorgezogen wird.

Digitized by Google

In Fällen, wo das Querschnittsverhältnis $\frac{F}{U}$ auch nicht annähernd bekannt ist, wie bei unregelmässigen oder sehr zusammengesetzten Querschnittsformen, kann man sich die Ausmasse zunächst mit Hülfe der Eytelwein'schen Zahl 50,93 berechnen und die Annäherungsrechnung dann mittels der Kutter'schen Formel berichtigen.

Um aus der Gleichung: $h = \frac{z \cdot L \cdot U \cdot S^2}{F}$ die Grösse von h zu berechnen, erhält man, weil

$$z = \frac{1}{w^2},\ U = \pi \cdot Ds \text{ und } F = \pi/_2 \cdot Ds^2 \text{ ist } h = \frac{4{,}0 \cdot L \cdot S^2}{w^2 \cdot Ds}.$$

Die folgende Tabelle II enthält für die Rohrlichtweiten von 40 bis 1000 mm, sowie für die Rauhigkeitsgrade $m = 0{,}12$,

Tabelle II.

Werte der Erfahrungszahl w für verschiedene Rohrlichtweiten und Rauhigkeitsgrade m.

D = m	0,040	0,050	0,060	0,080	0,100	0,125	0,150	0,175	0,200	0,225	$= D$
$\sqrt{D}$	0,200	0,2236	0,2449	0,2828	0,3162	0,3537	0,3873	0,4186	0,4472	0,4743	$=\sqrt{D}$
	Werte von w =										
Für											
$m = 0{,}12$	45	48	50,5	53,9	57,0	60,00	61,40	63,6	65,0	66,4	$= w$
$m = 0{,}15$	40	42,8	45	48,5	51,5	54,0	56,4	58,3	60,0	61,3	$= w$
$m = 0{,}20$	33,3	36,0	38,0	41,4	44,2	47,0	49,0	51,1	52,6	54,3	$= w$
$m = 0{,}25$	28,6	30,9	32,9	36,1	38,7	41,4	43,7	45,6	47,1	48,7	$= w$

D = m	0,250	0,275	0,300	0,350	0,400	0,500	0,600	0,700	0,800	1000	$= D$
$\sqrt{D}$	0,500	0,5244	0,5477	0,5916	0,6325	0,7071	0,7746	0,8366	0,8944	1,000	$=\sqrt{D}$
	Werte von w =										
Für											
$m = 0{,}12$	67,6	68,6	69,0	71,0	72,5	74,7	76,3	77,7	78,8	80,7	$= w$
$m = 0{,}15$	62,5	63,6	64,6	66,3	68,0	70,0	72,0	73,6	75,0	77,0	$= w$
$m = 0{,}20$	55,5	56,8	57,8	59,7	61,3	63,9	66,0	67,6	69,0	71,4	$= w$
$m = 0{,}25$	50,0	51,2	52,3	54,2	55,9	58,6	60,8	63,4	64,1	66,7	$= w$

Digitized by Google

0,15, 0,20 und 0,25 die entsprechenden Werte von w nach der Gleichung:

$$w = \frac{100 \cdot {}^1/_2\sqrt{D}}{m + {}^1/_2\sqrt{D}} = \frac{100}{1 + \frac{2 \cdot m}{\sqrt{D}}}.$$

Die Tabelle III enthält die Wassermengen und Gefällverluste auf 100 m Länge der Rohrleitung, für die Lichtweiten von 40 bis 1000 Millimeter und für Geschwindigkeiten von 0,50 bis 3,0 m und zwar mit der Annahme, dass die Innenflächen der Röhren beschmutzt, teilweise bekrustet sind, wofür $m = 0{,}25$ gesetzt ist.

Wenn man also eine dauernd gesicherte Leistungsfähigkeit einer Rohrleitung erreichen will, rechnet man mit den in Tabelle III für h_3 angegebenen Werten. In einzelnen Fällen, wie z. B. bei guten, innen glatten Spritzenschläuchen, die nur wenig in Gebrauch kommen, kann man die Darcy'schen Werte von w und h in Rechnung stellen. Die Werte von h nach der Darcy'schen Gleichung für neue Röhren stehen zu denjenigen der Tabelle III in einem gewissen Verhältnisse, das in Tabelle IV angegeben ist.

Für Rohrlichtweiten über 500 mm kommen nur die Werte für h_3 aus Tabelle III in Anwendung.

Die Widerstände, welche durch Krümmungen veranlasst, sind nur geringe, nämlich:

$h_4 = 0{,}00025 \cdot S^2 \cdot \alpha \left(1 - \frac{1}{2\,m}\right)\sqrt{\frac{1}{2\,m}}$, worin α Ablenkungswinkel und $m = \frac{R}{D}$; R = Krümmungshalbmesser, D = Rohrlichtweite in Meter; gewöhnlich ist $m = 5$ oder 10.

Für $S = 1{,}0$ m, $m = 5$ ist $h_4 = 0{,}00025 \cdot \alpha \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}316 = 0{,}00007 \cdot \alpha$; für $\alpha = 45^0$ wird $h_4 = 0{,}00315$ m.

Für andere Flüssigkeiten als Wasser sind oben aus den Gleichungen und Tabellen gefundenen Werte von h noch mit dem spezifischen Gewichte der Flüssigkeit zu vervielfältigen, indem das spezifische Gewicht von Wasser = 1,0 ist.

Die in Tabelle III der Berechnung zu Grunde gelegte Rauhigkeitszahl $m = 0{,}25$ entspricht der Beschaffenheit der Rohrwände

Digitized by Google

Tabelle

Die Wassermengen Q in Sekundenliter und die Gefällverluste h_3 in m für schiedene Geschwindigkeiten von 0,5—3,0 m, nach der Gleichung $h = \frac{4 \cdot L \cdot S^2}{w^2 \cdot Ds}$.

		Ds = Rohrlichtweiten in mm								
		40	50	60	80	100	125	150	175	200
m	Lichter Umfang	0,1257	0,1571	0,1885	0,2513	0,3142	0,3927	0,4712	0,5498	0,6283
qm	Querschnitt	0,001257	0,001964	0,002827	0,005026	0,007854	0,01227	0,01767	0,02405	0,031416
Geschwindigkeit										
0,50	Q	0,6285	0,9820	1,4135	2,513	3,927	6,135	8,835	12,025	15,708
	h	3,055	2,100	1,54	0,96	0,675	0,465	0,348	0,275	0,225
0,60	Q	0,7542	1,1784	1,6962	3,0156	4,7124	7,362	10,602	14,430	18,8496
	h	4,400	3,024	2,217	1,38	0,972	0,67	0,500	0,39	0,32
0,70	Q	0,8799	1,3748	1,9789	3,5182	5,4978	8,589	12,369	16,835	21,9912
	h	6,00	4,116	3,018	1,88	1,32	0,91	0,68	0,53	0,44
0,80	Q	1,0056	1,5712	2,2616	4,0208	6,2832	9,816	14,136	19,240	25,133
	h	7,820	5,376	3,94	2,46	1,73	1,19	0,89	0,70	0,57
0,90	Q	1,1313	1,7676	2,5443	4,5234	7,0686	11,043	15,903	21,645	28,274
	h	9,90	6,604	4,99	3,11	2,19	1,50	1,13	0,89	0,72
1,00	Q	1,257	1,964	2,827	5,026	7,854	12,27	17,67	24,05	31,416
	h	12,22	8,40	6,16	3,84	2,70	1,86	1,39	1,1	0,90
1,10	Q	1,3827	2,1604	3,1097	5,5286	8,639	13,499	19,437	26,450	34,557
	h	14,786	10,160	7,45	4,65	3,26	2,25	1,68	1,33	1,08
1,20	Q	1,508	2,357	3,392	6,031	9,425	14,724	21,204	28,86	37,699
	h	17,60	12,096	8,87	5,53	3,88	2,68	2,00	1,58	1,29
1,30	Q	1,614	2,553	3,675	6,534	10,210	15,95	22,973	31,265	40,840
	h	20,65	14,20	10,41	6,49	4,56	3,14	2,35	1,85	1,52
1,40	Q	1,759	2,749	3,958	7,036	10,995	17,178	24,738	33,67	43,98
	h	24,00	16,46	12,07	7,53	5,29	3,65	2,72	2,15	1,76
1,50	Q	1,885	2,946	4,240	7,539	11,781	18,405	26,0505	36,075	47,124
	h	27,50	18,90	13,86	8,64	6,07	4,19	3,13	2,47	2,02
1,75	Q	2,20	3,437	4,947	8,796	13,745	21,47	30,92	42,09	54,978
	h	37,40	25,70	18,85	11,75	8,26	5,69	4,25	3,36	2,75
2,00	Q	2,514	3,928	5,654	10,052	15,708	24,54	35,34	48,10	62,832
	h	48,90	33,60	24,64	15,36	10,80	7,44	5,56	4,4	3,60
2,50	Q	3,142	4,910	7,067	12,565	19,635	30,675	44,175	60,125	78,540
	h	76,37	52,5	38,50	24,12	16,88	11,63	8,69	6,87	5,62
3,00	Q	3,771	5,892	8,481	15,078	23,562	36,81	53,01	72,15	94,248
	h	110,00	75,60	55,44	34,56	24,30	16,74	12,51	9,90	8,10

Digitized by Google

III.

100 m Länge der Rohrleitungen von verschiedener Lichtweite und für ver-

Der Rauhigkeitsgrad m ist hier gleich 0,25 angenommen, also $w = \frac{100 \cdot \sqrt{Q_2}}{0{,}25 + \sqrt{Q_2}}$

Ds = Rohrlichtweiten in mm									
250	300	350	400	500	600	800	1000		
0,7854	0,9425	1,100	1,257	1,571	1,885	2,513	3,142	Lichter Umfang	m
0,049087	0,0707	0,09621	0,1257	0,1964	0,2827	0,5026	0,7854	Querschnitt	qm
									Geschwindigkeit
24,543	35,35	48,10	62,85	98,20	141,35	251,3	392,7	Q	0,50
0,16	0,122	0,097	0,08	0,058	0,045	0,0304	0,0225	h	
29,4522	42,42	57,726	75,42	117,84	169,62	301,56	471,24	Q	0,60
0,23	0,175	0,14	0,12	0,084	0,065	0,044	0,0324	h	
34,3609	49,49	67,347	87,99	137,48	197,69	351,82	549,78	Q	0,70
0,31	0,24	0,19	0,16	0,114	0,088	0,060	0,0441	h	
39,269	56,56	76,968	100,56	157,12	226,16	402,08	618,32	Q	0,80
0,41	0,31	0,25	0,20	0,150	0,115	0,078	0,0576	h	
44,178	63,63	86,589	113,13	176,76	254,43	452,34	706,86	Q	0,90
0,52	0,40	0,32	0,26	0,19	0,15	0,099	0,073	h	
49,087	70,70	96,21	125,7	196,4	282,7	502,6	785,4	Q	1,00
0,64	0,487	0,39	0,32	0,233	0,18	0,122	0,090	h	
53,995	77,77	105,83	138,27	216,04	310,97	552,86	864,00	Q	1,10
0,77	0,59	0,47	0,39	0,28	0,22	0,147	0,109	h	
58,904	84,84	115,45	149,84	235,68	339,24	603,12	942,48	Q	1,20
0,92	0,70	0,56	0,46	0,34	0,26	0,175	0,130	h	
63,81	91,91	125,07	164,41	255,32	367,51	653,38	1021,00	Q	1,30
1,08	0,82	0,66	0,54	0,39	0,30	0,205	0,152	h	
68,722	98,98	134,69	175,90	274,90	395,8	703,6	1099,5	Q	1,40
1,25	0,96	0,76	0,63	0,46	0,35	0,24	0,176	h	
73,63	106,05	144,32	188,50	294,60	424,0	754	1178	Q	1,50
1,44	1,10	0,88	0,72	0,53	0,41	0,274	0,203	h	
85,89	123,70	168,37	226,0	343,7	494,7	894,7	1375	Q	1,75
1,98	1,49	1,19	0,98	0,71	0,55	0,372	0,275	h	
98,174	141,40	192,42	251,4	392,8	565,4	1015,2	1570,8	Q	2,00
2.56	1,95	1,56	1,28	0,93	0,72	0,49	0,360	h	
122,717	176,75	240,53	314,20	491,0	706,7	1256,5	1963,5	Q	2,50
4,00	3,04	2,44	2,00	1,45	1,13	0,76	0,563	h	
147,26	212,10	288,63	377,1	589,2	848,1	1507,8	2356	Q	3,00
5,76	4,38	3,51	2,88	2,10	1,62	1,10	0,810	h	

Digitized by Google

Tabelle IV.

Verhältniszahlen für den Gefällverlust h_3 nach der Formel von Darcy und Bazin und für h_3 aus Tabelle III.

Für Rohrlichtweiten von	25—50 mm	50—100 mm	100—200 mm	200—300 mm	300—500 mm
$\frac{h_3 \text{ der Tabelle III}}{h_3 \text{ von Darcy u. Bazin}} =$	3,0	2,00	1,5	1,3	1,15

wie sie die Innenwände von Kanälen zeigen, die aus sauberem, gut gefügtem Backsteinmauerwerk, oder aus glattem Quadermauerwerk bestehen, ein Rauhigkeitsverhältnis, wie es z. B. in Wasserleitungsröhren nach Jahresfrist gewöhnlich vorhanden ist. Für günstigere Verhältnisse, wie z. B. die Fläche einer glatten Bretterwand ist $m = 0{,}20$, für glatt gehobelte Bretterwand $m = 0{,}15$, für glatten Cementverputz $m = 0{,}12$. Nach der Gleichung:

$$w = \frac{100 \cdot \sqrt{\frac{D}{4}}}{m + \sqrt{\frac{D}{4}}} \quad \text{oder} \quad w = \frac{100}{\frac{2 \cdot m}{\sqrt{D}} + 1}$$

erhält man die auch in Tabelle II aufgeführten Werte von w für die verschiedenen Rauhigkeitszahlen $m = 0{,}25$ bis $0{,}12$.

Da sich die Widerstandshöhen hn und hm für verschiedene Rauhigkeitsgrade zu einander verhalten wie umgekehrt die Quadrate von wn und wm, so ist

$$hn = hm \cdot \frac{wm^2}{wn^2}.$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann man alle in der Tab. III für den Rauhigkeitsgrad $m = 0{,}25$ angeführten Widerstandshöhen h umrechnen für die anderen Rauhigkeitsgrade $m = 0{,}12$, $m = 0{,}15$ oder $m = 0{,}25$, deren w in Tabelle II aufgeführt ist.

Z. B.: Für die Lichtweite von 50 mm erhält man bei einer Geschwindigkeit von 1,0 m und 100 m Länge eine Widerstandshöhe h von 8,40 m aus Tabelle III.

Für eine Rauhigkeit von 0,12 erhält man

$$hn = 8{,}40 \cdot \frac{(30{,}9)^2}{(48)^2} = 8{,}40 \cdot 0{,}414 = 3{,}48 \text{ m}$$

Digitized by Google

Für $m = 0{,}15$ wird

$$hn = 8{,}40 \cdot \frac{(30{,}9)^2}{(42{,}8)^2} = 8{,}4 \cdot 0{,}52 = 4{,}37 \text{ m}$$

und für $m = 0{,}20$ wird

$$hn = 8{,}40 \cdot \frac{(30{,}9)^2}{(36)^2} = 0{,}74 \cdot 8{,}4 = 6{,}22 \text{ m}.$$

Für die Rohrlichtweite von 250 mm und eine Geschwindigkeit von 1,0 ist h nach Tab. III für

$$\begin{array}{l} m = 0{,}25 \;-\; 0{,}20 \;-\; 0{,}15 \;-\; 0{,}12 \\ \hline h = 0{,}64 \;-\; 0{,}53 \;-\; 0{,}41 \;-\; 0{,}35 \end{array}$$

Aus diesen Zahlenbeispielen geht hervor, dass der verhältnismässige Unterschied der Druckverluste für die verschiedenen Rauhigkeitsgrade um so grösser wird, je kleiner die Lichtweite der Röhren; dieser Unterschied fällt bei den grösseren Lichtweiten um so weniger ins Gewicht, weil bei diesen der Druckverlust überhaupt schon ein geringer ist.

Häufig findet man noch Tabellen für die Widerstandshöhen in Gebrauch, die nach Eytelwein, Weissbach oder Darcy berechnet sind; die Lichtweiten, welche nach diesen Tabellen bestimmt werden, genügen aber nur in dem Falle, dass die Röhrenwände in glatter Beschaffenheit sind und erhalten werden.

Sobald während der Gebrauchszeit der Röhren diese sich im Innern mit Niederschlägen aus den Flüssigkeiten belegen, ergeben sich höhere Widerstandsgrössen als bei der Berechnung angenommen wurde und die Liefermenge wird bei gleichem Kraftaufwande eine geringere oder der Kraftaufwand muss ein grösserer werden, wenn die Liefermenge immer gleich gross bleiben soll. Bei Pumpen ist daher die Lichtweite von grosser wirtschaftlicher Bedeutung, wesshalb ich mich im Vorhergehenden etwas weitläufig damit befasst habe.

Zur Erläuterung des Tabellengebrauches seien nachfolgende Beispiele angeführt. Welchen Druckverlust h ergiebt ein Spritzenschlauch von 50 mm Lichtweite und 30,0 m Länge bei einer Wassergeschwindigkeit darin von 1,20 m. Nach Tab. III ist $h = 12{,}00$ m für 100 m Länge, welcher Verlust aber je nach dem guten oder schlechten Zustand des Schlauches bis auf

Digitized by Google

4,00 m auf 100 m Länge, also bis auf $\frac{4{,}0 \cdot 30}{100} = 1{,}2$ m herabgesetzt werden kann für 30,0 m Länge.

Ein Saugschlauch hat 100 mm Lichtweite und eine Länge von 40 m; wie gross kann höchstens der senkrechte Abstand des höchsten Kolbenstandes der Pumpe vom Saugwasserspiegel sein, wenn der Schlauch ganz glatte Innenwände hat und die Geschwindigkeit im Saugrohre höchstens 1,5 m sein soll.

Nach Tabelle III ist $h = 6{,}07$ m für 100 m Länge und nach Tabelle IV kommt die Verhältniszahl 2,0 in Anwendung, daher wird $h = \frac{6{,}07 \cdot 40}{2 \cdot 100} = 1{,}214$ m. Hierzu ist für Reibungswiderstände an der Saugmündung, sowie für Krümmungen der Leitung u. s. w. noch 0,786 m hinzuzurechnen, so dass sich ein Druckverlust von 2,0 m ergiebt, der von der zulässigen grössten Saughöhe = 8,5 m in Abzug zu bringen ist. Der oben gefragte Abstand darf daher höchstens 6,5 m betragen.

Eine Pumpe hat durch ein 600 m langes und 300 mm weites Druckrohr Wasser mit einer Geschwindigkeit von 1,0 m zu fördern, welche Widerstandshöhe h ergiebt sich daraus?

Im neuen und glatten Zustande der Rohrwände beträgt die Widerstandshöhe nur $\frac{0{,}487 \cdot 6}{1{,}3} = 2{,}25$ m, die sich jedoch nach einiger Zeit durch Beschmutzung bis auf 2,92 m erhöhen kann; wäre die Druckleitung jedoch 6000 m lang, so würde die Widerstandshöhe 22,5 bezw. 29,2 m betragen. Erhielte diese 6000 m lange Leitung nun eine Lichtweite von 400 mm, so würde für die Förderung der gleichen Wassermenge nur eine Geschwindigkeit von 0,6 m erforderlich sein und die Widerstandshöhen wären im neuen Zustande $\frac{0{,}12 \cdot 60}{1{,}15} = 6{,}26$ m und nach längerem Gebrauche 7,2 m.

Der Druckschlauch einer Feuerspritze habe eine Lichtweite von 60 mm und von der Spritze bis zum Mundstück des Strahlrohres eine Länge von 120 m; an der Spritze ist ein Druck von 60 m oder rund 6 Atmosphären vorhanden, mit welchem Druck kommt das Wasser vor dem Mundstück an, wenn die Geschwindigkeit im Schlauche 1,40 m beträgt?

Digitized by Google

Nach Tabelle III ist $h = 12{,}07$ für 100 m. Demnach für einen gut erhaltenen Schlauch mit glatten Innenwänden $h = \frac{12{,}07 \cdot 1{,}2}{2} = 7{,}242$ m; für rauhe, beschmutzte Innenwände aber $h = 14{,}5$ m und der Druck vor dem Mundstück beträgt daher 53,758 m bezw. 45,5 m.

Den oben berechneten Widerstandshöhen h_3 sind immer noch die besonderen Widerstandshöhen für Eintritt, Krümmungen, Ventile und dergl. hinzuzufügen, um den Gesamtdruckverlust zu erhalten.

Damit der Betrieb der Saugleitungen ein möglichst gesicherter ist, müssen dieselben noch verschiedenen Ansprüchen genügen. Der Verlauf der Saugleitungen vom Saugwasser bis zu den Pumpen muss ununterbrochen ein ansteigender sein, d. h. es dürfen darin keine Scheitelpunkte auf- und absteigender Richtung vorkommen, weil hier Luft sich sammelt, den Durchflussquerschnitt mehr und mehr verengt, bis sich die Luftblasen gewaltsam einen Weg nach oben und durch die Pumpen bahnen. Der Gang wird dadurch ein ungleichmässiger, mit Wasserschlägen verbundener, und die Dichtigkeit der Verbindungen der Röhren und Maschinenteile leidet darunter. Luftventile an den Scheitelpunkten können auch versagen und der schwere Übelstand einer Betriebsstörung ist also damit nicht gänzlich verhütet.

Erste Bedingung für jedes Saugrohr ist, dass es vom Saugwasserspiegel bis zur Pumpe vollständig luftdicht ist, denn jede noch so geringe Undichtigkeit verursacht bei dem Betriebe ein Einsaugen von Luft, welche innerhalb der Saugleitung hemmend auf den Wasserdurchfluss wirkt, die Grösse der Saugwirkung beeinträchtigt. Die zu einer Saugleitung bestimmten Rohrstücke sind daher vor der Verlegung sehr scharf auf ihre Dichtigkeit zu prüfen und die Verbindungen mit grösster Sorgfalt herzustellen und zu prüfen. Muffendichtungen lassen sich leichter vollkommen gut herstellen als Flanschdichtungen, weshalb man für Saugrohrstrecken, die verdeckt werden und schwer zugänglich sind, zweckmässig nur Muffenröhren anwendet; Flanschverbindungen aber für solche Leitungen, die einer ständigen Beaufsichtigung und Ausbesserung leicht zugänglich sind, weil

Digitized by Google

Flanschverbindungen den Vorteil bieten, dass man einzelne Rohrstücke durch Lösung der Flanschen bequem auswechseln kann, was bei Muffenverbindungen nur durch Zertrümmerung einer Muffe möglich ist. Bei gusseisernen Röhren geschieht die Muffendichtung durch Einguss geschmolzenen Bleies, das gut verstemmt wird; bei schmiedeeisernen Röhren wird die Muffe über die Rohrenden geschraubt und die Gewindegänge durch Hanfeinlage ohne Kitt gedichtet. Die Flanschen werden durch Einlage von Gummischeiben, Gummiringen, Lederscheiben, Bleiringen und dergl. gedichtet. Bleiröhren erhalten die sicherste Dichtung durch Verlöten, können aber auch, wenn man leichte Löslichkeit bezweckt, durch Flanschen verbunden werden; dasselbe gilt für Zinnröhren mit Bleimantel, für Zinn- und Kupferröhren.

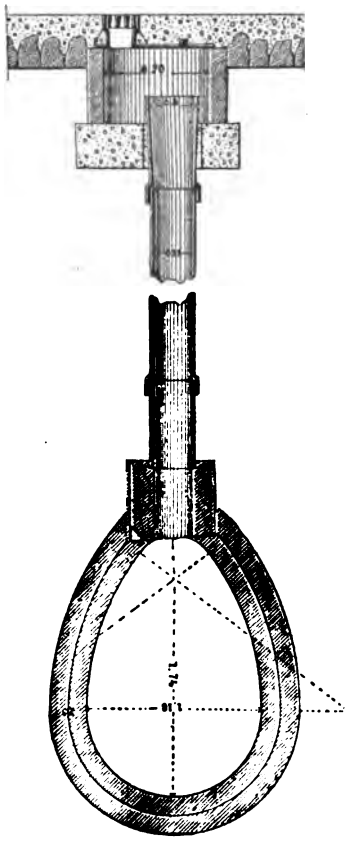


Fig. 2.

Für Pumpenbetriebe, welche gegen jede Unterbrechung möglichst gesichert sein sollen, werden die unterirdischen Saugleitungen häufig in gemauerte, begehbare Kanäle verlegt, und zwar mit Auflagerung auf Rohrsätteln, so dass die einzelnen Rohrverbindungen auf ihrem Umfang für etwaige Ausbesserungsarbeiten frei liegen; zu weiterer Erhöhung der Betriebssicherheit werden auch Doppelleitungen nebeneinander in dichtungsfreiem Abstande verlegt und erhält jede Einzelleitung auch hier die der vollen Inanspruchnahme zukommende Lichtweite. Die nebenstehende Fig. 2 zeigt den Querschnitt eines solchen Saugrohrkanales aus Betonmauerwerk; der Kanal erhält an geeigneten Stellen Einsteigschächte und in Entfernungen von etwa 80—100 m Lüftungsröhren. Der

Digitized by Google

Kanal ist für die Aufnahme von nur einer Rohrleitung bestimmt, für eine Doppelleitung müsste er entsprechend weiter werden, damit in der Mitte zwischen den beiderseits liegenden Röhren ein, wenn auch nur schmaler Gehweg bleibt. Die Rohrsättel zwischen den Verbindungsstellen sind ebenfalls aus Stampfbeton hergestellt und zwar erst nach dem vollständigen Verlegen des ganzen Rohrstranges, indem die Röhren zunächst eine einstweilige Unterstützung durch Holzunterlagen erhalten, welche später nach Fertigstellung der gemauerten Sättel wieder entfernt werden. Die Lüftung besteht in einem 200 mm weiten Thonrohre, das vom Kanalscheitel aufsteigend, unter der Bodenoberfläche in einen kleinen gemauerten Schacht mündet, mit gusseiserner Platte abgedeckt ist; seitlich der Rohrmündung ist die Platte bis zur Bodenoberfläche erhoben und mit Öffnungen für den Luftdurchgang versehen, so dass Strassenschmutz nicht in die Rohrmündung fallen kann.

An der Saugmündung sind die Saugleitungen mit einem Seiher oder Saugkorbe gegen das Eindringen von gröberen Schwimm- oder Sinkstoffen geschützt; häufig, bei langen Leitungen und Kreiselpumpen aber immer, befindet sich vor der Saugmündung auch noch ein sogenanntes Fussventil, damit bei Unterbrechung des Pumpenbetriebes das Wasser in der Saugleitung nicht zurückfliessen und diese sich nicht entleeren kann. Der lichte Querschnitt aller Seiheröffnungen soll gleich dem drei- bis vierfachen Querschnitt des Saugrohres sein.

Fig. 3 zeigt einen Seiher aus Kupferblech mit gusseisernem Anschlusskörper, Fig. 4 einen solchen ganz aus

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Gusseisen, Fig. 5 einen metallenen Seiher mit einem Kegelfussventil, Fig. 6 u. 6a einen gusseisernen Saugkorb mit Klappen-

Digitized by Google

fussventil. In Fig. 7 ist ein gusseiserner Saugkorb mit Klappenventil, das durch Hebelzug eingestellt werden kann, dargestellt und in Fig. 8 ein liegendes Klappenzwischenventil. Bei langen

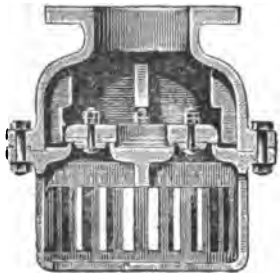


Fig. 6.

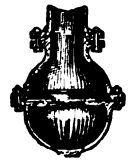


Fig. 6a.

Fig. 7.

Saugleitungen teilt man diese durch Einschaltung von Klappen- oder Kegelzwischenventilen (Fig. 8, 9 u. 10) in mehrere Abschnitte, damit bei dem Versagen von einem der Ventile doch

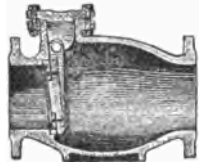


Fig. 8.

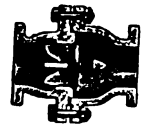


Fig. 9.

Fig. 10.

nicht die ganze Leitung sich entleeren kann. Auch wird bei Saugleitungen, deren untere Strecke z. B. unter Wasser liegt, das Fussventil nicht vor die untere Saugmündung gesetzt, sondern weiter oberhalb derselben, wo es ausser dem Bereiche des Saugwassers sich befindet und durch Überbauung mittels eines Schachtes zugänglich gemacht werden kann; denn diese Ventile bedürfen, besonders bei schmutzigen Flüssigkeiten, häufig der Reinigung und Ausbesserung.

Zweckmässiger ist es, die Saugröhren nicht auf grosse Strecken unter Wasser zu verlegen, wie dies z. B. bei der Wasserentnahme aus Flüssen und Seen erforderlich wird, sondern ausserhalb des Wasserbereiches einen Saugschacht anzulegen, dessen Sohle etwa 1 m unter dem niedersten Saug-

Digitized by Google

wasserspiegel liegt, und in welchen das Wasser durch ein Zubringerohr läuft, das sich auf die erforderliche Entfernung unter Wasser in den Fluss erstreckt. Die Saugleitung wird dadurch entsprechend kürzer, woraus sich schon ein Betriebsvorteil ergiebt, indem die Reibungswiderstände geringer werden, auch kann die Lichtweite unter Umständen kleiner ausfallen; ferner bedarf die Zubringeleitung keiner so grossen Sorgfalt bei dem Verlegen und Dichten, denn kleine Undichtigkeiten sind hier nicht nachteilig, sowie auch bezüglich der Lage des Zubringerohres grösserer Spielraum sich ergiebt. Die vertiefte Sohle des Saugschachtes dient zugleich als Schlammsammler und schafft den nötigen Saugraum. Im Saugschachte werden an die Mündung der Saugleitung der Saugkorb und das Fussventil angeschlossen, wodurch beide jederzeit zugänglich sind.

Bei den Hubpumpen ist, wie schon erwähnt, die Kolbengeschwindigkeit eine gleichmässig zu- und abnehmende; bei jeder Umkehr der Kolbenbewegung wird jene gleich Null. Diese Veränderlichkeit übt ihren Einfluss auf die Wasserbewegung im Saugrohre, wodurch auch hier die Durchflussgeschwindigkeit eine veränderliche wird; der Durchfluss ist infolgedessen kein stetiger, sondern unruhiger, das Saugrohr ist dabei ständigen Erschütterungen ausgesetzt und der Gang der Pumpen erschwert. Diese Übelstände werden um so fühlbarer, je grösser die im Saugrohre zu bewegende Flüssigkeitsmasse ist, und je kleiner Hw oder je grösser Hs. Man schaltet deshalb in lange Saugleitungen mit grossen Saughöhen die sogenannten Saugwindkessel ein, in welchen immer eine bestimmte Luftmenge vorhanden ist, deren Spannung während des Saugens der Pumpen im Mittel eine solche wird, dass sie einer Flüssigkeitssäule das Gleichgewicht hält von der Höhe $\frac{10{,}0}{\gamma} - (Hs + \frac{H}{2} + h)$, oder einer Wassersäule von der Höhe $10{,}0 - (Hs + \frac{H}{2} + h)$, vorausgesetzt, dass der Windkessel in solcher Höhe steht, dass sein Wasserspiegel in der Höhe des mittleren Kolbenstandes liegt. Am Anfange des Kolbenhubes wird sie $10{,}0 - (Hs + h)$ und am Ende desselben $10{,}0 - (Hs + H + h)$. Bei einfach wirkenden Pumpen findet während des Niederganges des Kolbens

Digitized by Google

ein Saugen der Pumpe nicht statt und es steht unterdessen die Wassersäule im Saugrohre einerseits unter dem Luftdruck der äusseren Atmosphäre auf den Saugspiegel, anderseits unter dem Luftdruck im Windkessel. Da nun der äussere Luftdruck 10,0 m Wassersäule, der im Windkessel aber nur $10{,}0 - (Hs + \frac{H}{2} + h)$ m, so wird durch den Druckunterschied von $(Hs + H_2 + h)$ die Wassersäule im Saugrohre aufwärts gedrückt. In die Pumpe kann die Wassersäule nicht gelangen, weil während des Niederganges des Kolbens das Saugventil geschlossen ist, sie kann also nur in dem Saugwindkessel aufsteigen und hier die Luft zusammenpressen, bis ein Gleichgewichtszustand erreicht ist. Dieser Gleichgewichtszustand tritt ein, wenn die Höhe der senkrechten Wassersäule vom Saugwasserspiegel bis zum Wasserspiegel im Windkessel, und die Höhe der Wassersäule, welche der Spannung der Luft im Windkessel entspricht, zusammen gleich 10,0 m betragen. Bei dem Aufsteigen der Wassersäule im Windkessel wirkt auch das Beharrungsvermögen der im Saugrohre durch das Saugen bewegten Wassersäule mit; diese Hebung des Wasserspiegels tritt schon ein bei der Verlangsamung der Kolbengeschwindigkeit gegen Ende des Hubes, und der Wasserspiegel sinkt wieder mit Zunahme der Kolbengeschwindigkeit nach Beginn des Hubes. Der Wasserspiegel im Windkessel erreicht daher seinen höchsten Stand bei Beginn des Kolbenhubes und seinen niedersten nach Erreichung der grössten Kolbengeschwindigkeit, das ist bei dem mittleren Kolbenstande.

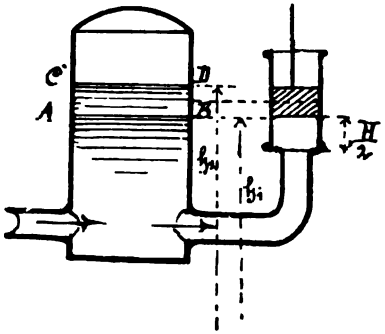


Fig. 11.

Bezeichnet h_1 die Höhe des niedersten Wasserstandes AB über dem Saugwasserspiegel und h_2 dieselbe Höhe des höchsten Wasserstandes CD, Jw den Luftinhalt des Kessels über dem Wasserspiegel AB und Jx den Luftinhalt über dem Wasserspiegel CD; ferner S_1 die Spannung der Luft mit

Digitized by Google

dem Inhalte Jw und S_2 die Spannung derjenigen mit dem Inhalte Jx, so ergeben sich folgende Beziehungen.

$$S_1 : S_2 = Jx : Jw \text{ und } S_2 = \frac{Jw \cdot S_1}{Jx};$$

bei Eintritt der höchsten Spannung S_2 muss aber sein $S_2 + h_2 =$ 10,0 m (für Wasser), daher $\frac{Jw \cdot S_1}{Jx} = 10{,}0 - h_2 = S_2$;

$$Jx = \frac{Jw \cdot S_1}{(10 - h_2)}.$$

Der Unterschied $Jw - Jx$ bezeichnet den Rauminhalt, um welchen sich der Wasserinhalt des Kessels beim Erheben des Spiegels AB vermehren und beim Senken des Spiegels CD vermindern kann; je grösser dieser Unterschied $Jw - Jx$, desto grösser ist die Ausgleichungswirksamkeit des Windkessels auf die durch Kolbenbewegung verzögerte und beschleunigte Bewegung des Wassers im Saugrohre.

$$(Jw - Jx) = Jw - \frac{Jw \cdot S_1}{Jx} = Jw\left(1 - \frac{S_1}{Jx}\right).$$

$(Jw - Jx)$ wird demnach um so grösser, je kleiner S_1 und je grösser Jx wird.

S_1 ist aber $10{,}0 - \left(Hs + \frac{H}{2} + h\right)$, wird also um so kleiner, je grösser $\left(Hs + \frac{H}{2} + h\right)$, d. h. mit Zunahme der Saughöhe Hs muss der Unterschied $Jw - Jx$ auch zunehmen; ebenso geht daraus hervor, dass es zweckmässig ist, den Windkessel möglichst hoch aufzustellen, wodurch Hs seinen grössten Wert erreicht. Ebenso entspricht auch einem grösseren Kolbenhub, sowie grösserem Reibungswiderstand, also einer langen Saugleitung ein grösserer Wert von $Jw - Jx$, sowie auch mit der Zunahme von Jw und Jx selbst. Jw ist abhängig von der Grösse des Windkessels und dessen Füllungsverhältnis; bezeichnet Jk den Gesamtinhalt des Kessels und x das Füllungsverhältnis, so ist $Jk = x \cdot Jw$; je kleiner x, desto grösser $Jw \cdot Jx = \frac{Jw \cdot S_1}{10{,}0 - h_2}$; Jx nimmt also ebenfalls zu, wenn h_2 gross ist, d. h.

Digitized by Google

je höher der Wasserspiegel *CD* liegt oder je höher die Aufstellung des Windkessels.

Nimmt man an, dass die Wasserzunahme $Jw - Jx$ im Kessel gleich einem Vielfachen der Hubwassermenge sein soll, nämlich $Jw - Jx = x \cdot J_0$, und dass ferner der Querschnitt des Windkessels gleich einem Vielfachen des Kolbenquerschnittes sei, nämlich $Fw = m \cdot Fk$, so erhält man zur Bestimmung der Grösse des erforderlichen Luftinhaltes J_1 im Windkessel und der Höhe h_2, auf welche das Wasser darin steigen kann, folgende Gleichungen (für Wasser).

$$S_1 = 10{,}0 - \left(Hs + \frac{H}{2} + h\right); \qquad S_2 = 10{,}0 - h_2;$$

$$(10{,}0 - h_2) = \frac{J_1 \cdot Sw}{Jx} \qquad \text{und} \qquad Jx = \frac{Jw \cdot S_1}{10{,}0 - h_2};$$

$$Jw - Jx = x \cdot J_0 = Jw\left(1 - \frac{S_1}{10{,}0 - h_2}\right); \quad Jw = \frac{x \cdot J_0 \cdot (10 - h_2)}{10 - h_2 - S_1};$$

$$x \cdot J_0 = (h_2 - h_1) \cdot Fw = h_2 - h_1) \cdot m \cdot Fk;$$

$$J_0 = H \cdot Fk, \text{ daher } h_2 = \frac{x}{m} \cdot H + h_1 \text{ und}$$

$$Jw = \frac{x \cdot J_0 \cdot \left(10{,}0 - \frac{x}{m} \cdot H - h_1\right)}{\left(10 - S_1 - \frac{x}{m} \cdot H - h_1\right)}.$$

Mit Rücksicht auf die Schwankungen des Luftinhaltes im Verlaufe des Betriebes ist es zweckmässig $x = 2$ anzunehmen und mit Rücksicht darauf, dass h_2 möglichst klein wird, wählt man $m = 10$; danach gestalten sich obige Gleichungen zu folgenden:

$$h_2 = 0{,}20 \cdot H + h_1 \text{ und}$$

$$Jw = \frac{2 \cdot J_0 (10{,}0 - 0{,}20 \cdot H - h_1)}{(10{,}0 - S_1 - 0{,}20 \cdot H - h_1)};$$

$$S_1 = 10{,}0 - \left(Hs + \frac{H}{2} + h_0\right) \text{ und } h_1 = \left(Hs + \frac{H}{2}\right),$$

vorausgesetzt, dass der Windkessel so hoch steht, dass sein

Digitized by Google

Wasserspiegel $\overline{AB}$ in gleicher Höhe mit dem mittleren Kolbenstande liegt; daraus ergiebt sich weiter

$$h_2 = 0{,}70\,H + Hs \text{ und}$$

$$Jw = \frac{2 \cdot J_0 [10{,}0 - (0{,}70\,H + Hs)]}{h_0 - 0{,}20\,H}$$

Steht der Wasserspiegel $\overline{AB}$ im Windkessel um hs höher oder tiefer als der mittlere Kolbenstand der Pumpe, dann ist $S_1 = 10{,}0 - \left(Hs \pm hs + \frac{H}{2} + h_0\right)$ und

$$Jw = \frac{2 \cdot J_0 [10{,}0 - (0{,}70\,H\,Hs \pm hs)]}{h_0 - 0{,}20 \cdot H}$$

Aus folgenden Zahlenbeispielen wird der Einfluss der Saughöhe und des Kolbenhubes, sowie der Höhenlage der Windkessel ersichtlich. Es sei $H = 0{,}70$ m, $h_0 = 1{,}0$ m und $Hs = 7{,}0$ m, $hs = 0$; so ist

$$Jw = \frac{2 \cdot J_0 [10{,}0 - (0{,}49 + 7{,}0)]}{1{,}00 - 0{,}14} = 6{,}0 \cdot J_0$$

Der Luftraum des Windkessels müsste demnach das 6fache der Hubmenge sein

und $h_2 = 0{,}49 + 7{,}0 = 7{,}49$

$h_2 - h_1 = 7{,}49 - (7{,}00 + 0{,}35) = 0{,}14$ m;

würde x statt $= 2$ nur $= 1{,}0$ sein, so wäre

$$Jw = \frac{J_0 [10{,}0 - (0{,}60 \cdot 0{,}70 + 7{,}0)]}{1{,}0 - 0{,}1 \cdot H} = 3{,}0\,J_0;$$

$h_2 = 0{,}42 + 7{,}0 = 7{,}42$

$h_2 - h_1 = 7{,}42 - 7{,}35 = 0{,}07$ m.

Für $x = 0{,}5$ wird

$$Jw = \frac{0{,}5\,J_0 [10{,}0 - (0{,}55 \cdot 0{,}70 + 7{,}0)]}{1{,}0 - 0{,}05 \cdot 0{,}70} = 1{,}3 \cdot J_0;$$

$h_2 = 0{,}55 \cdot 0{,}70 + 7{,}0 = 7{,}385$

$h_2 - h_1 = 7{,}385 - 7{,}35 = 0{,}035$ m.

Digitized by Google

Weniger als $J_1 = 3 \cdot J_0$ sollte man jedoch nicht nehmen, um einen einigermassen ruhigen Gang der Pumpen zu sichern; besser ist noch das 5—6fache Verhältnis.

Ferner erhält man, wenn der Windkessel eine höhere oder tiefere Stellung hat, als oben angenommen wurde, für den Fall, dass $hs = +1{,}0$ m und $x = 2{,}0$

$$Jw = \frac{2 \cdot J_0 [10{,}0 - (0{,}49 + 7{,}0 + 1{,}0)]}{1{,}00 - 0{,}14} = 4 \cdot J_0$$

also nur $^2/_3$ des Wertes von Jw, wenn $h_s = 0$ ist; und wird $h_3 = -1$, so wird Jw etwa $8{,}0 \cdot J_0$.

Je höher man demnach einen Saugwindkessel über dem Saugwasserspiegel aufstellt, desto grösser ist seine ausgleichende Wirksamkeit gegenüber einem Windkessel von gleichem Luftinhalte Jw, der aber eine tiefere Aufstellung hat; diese Höhenlage ist jedoch eine begrenzte, denn h_2 muss immer kleiner als 10,0 m sein.

In obigen Zahlenbeispielen ist $m = 10{,}0$ angenommen, wonach der lichte Durchmesser D_w des Windkessels $= 3{,}1623 \cdot D_k$ (Durchmesser des Pumpenkolbens) wird; würde man jedoch $m = 20$ annehmen, nämlich $Fw = Fk$, so wäre $Dw = 4{,}4721 \cdot Dk$ und für $n = 2$ wäre

$$Jw = \frac{2 \cdot J_0 [10 - (0{,}60 \cdot 0{,}70 + 7{,}0)]}{1{,}0 - 0{,}1 \cdot 0{,}70} = 5{,}5 \cdot J_0.$$

Der Luftraum Jw ist also in diesem Falle etwa gerade so gross, als wenn m nur gleich 10 wäre; h_2 wird jedoch nur 7,42 m und $h_2 - h_1$ nur 0,07 m, also um die Hälfte kleiner. Mit Zunahme des Durchmessers des Windkessels werden demnach die Wasserstandsveränderungen zum Zwecke der Ausgleichung der hubweisen Wasserförderung entsprechend kleiner und nehmen damit auch einen ruhigeren Verlauf. Es ist also zweckmässig, dem Windkessel einen möglichst grossen Durchmesser zu geben.

Für die Betriebsführung werden die Windkessel mit einem Wasserstandsglase, welches die Grösse des vorhandenen Luftraumes, und mit einem Vakuummeter, welcher die darin vorhandene Spannung anzeigt, ausgerüstet; ausserdem ist auch ein Lufthahn angebracht, durch welchen nach Bedarf zur Ver-

Digitized by Google

grösserung des Luftraumes Luft eingesaugt werden kann. In beistehender Fig. 12 ist ein grosser Saugwindkessel aus Schmiedeeisen und in Fig. 13 ein solcher für kleine Pumpen abgebildet (siehe S. 31). Die oben angegebene grösste Saughöhe von 10,33 m verringert sich, wenn aus der Flüssigkeit im Saugrohre sich Gase oder Dämpfe entwickeln, welche durch ihre Spannung einen Gegendruck auf die angesaugte Wassersäule ausüben; um diesen Gegendruck vermindert sich die genannte grösste Saughöhe. Für Wasser von verschiedener Temperatur ist z. B. dieser Gegendruck in folgender Tabelle V enthalten.

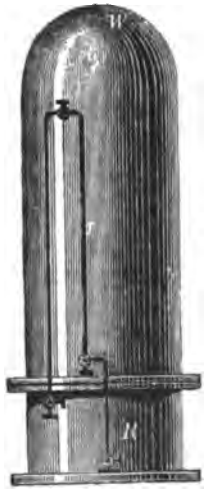


Fig. 12.

Fig. 13.

Tabelle V.

Gasdruck innerhalb der Saugröhren.

Temperatur des Wassers in ° C.	10°	20°	30°	50°	80°	100°
Dampfspannung in m Wassersäule	0,125	0,236	0,429	1,25	4,824	10,333

Für andere Flüssigkeiten als Wasser, welche Dämpfe entwickeln, nimmt ebenfalls die Saughöhe mit Zunahme der Temperatur ab; bei Wasser von 100° ist sie gleich Null.

1° Celsius $= 32 + {}^{9}/_{5}{}^{0}$ Fahrenheit $= {}^{4}/_{5}{}^{0}$ Réaumur

1° Réaumur $= 32 + {}^{9}/_{4}{}^{0}$ „ $= {}^{5}/_{4}{}^{0}$ Celsius

n^0 Fahrenheit $= {}^{5}/_{9} \cdot (n - 32)^0$ Celsius $= {}^{4}/_{9}\,(n - 32)^0$ Réaumur.

Digitized by Google

II. Abschnitt.

Die Förderung der angesaugten Flüssigkeitssäule durch die Pumpen in dem Druck- oder Steigrohre.

Auch hier ist die Hubweise oder stetige Förderung eine wesentlich verschiedene; die Hubpumpen, zu denen auch die mit schwingendem Kolben gehören, fördern das Wasser bei jedem Hube mit beschleunigter und verzögerter Geschwindigkeit, während die Kreisel-, Schleuder- und Würgelpumpen der aufsteigenden Flüssigkeit eine gleichmässige Geschwindigkeit erteilen. Die Widerstände, welche die Pumpe bei dem Heben der Flüssigkeitssäule im Druckrohre zu überwinden hat, bestehen vor allem in dem Drucke der senkrechten Flüssigkeitssäule und dann noch in den bei dem Durchflusse in dem Druckrohre sich ergebenden Reibungswiderständen, ausgedrückt durch eine senkrechte Flüssigkeitssäule, sowie aus dem Luftdruck auf die obere Ausmündung des Druckrohres. Bezeichnet man die Druckhöhe mit *Hd*, die Reibungswiderstände mit *hw* und der äussere Luftdruck ist gleich $\frac{10{,}0}{\gamma}$ m Flüssigkeitssäule oder $= 10{,}0$ m Wassersäule, dann ist $\left(Hd + hw \frac{+10{,}0}{\gamma}\right)$ der Druck *P*, welcher von dem Pumpenkolben zu überwinden ist durch die auf denselben wirkende Betriebskraft *K*. Die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens ist $Sk = \frac{n \cdot H}{30}$, worin $H =$ Hubhöhe des Kolbens; seine grösste Geschwindigkeit erreicht der Kolben in seinem mittleren Stande mit $Sk = \frac{n \cdot H}{15}$. Dieser grössten Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Pumpencylinder entspricht eine Geschwindigkeit im Druckrohre $Sd = \frac{n \cdot H}{15} \cdot \frac{Fk}{Fd}$, worin $Fk =$ Kolben- und $Fd =$ Druckrohrquerschnitt bezeichnen.

Am Anfange und am Ende des Kolbenhubes ist aber $Sk = o$, dagegen wirkt im Druckrohre das Beharrungsvermögen

Digitized by Google

der in Bewegung befindlichen Flüssigkeitsmasse fortgesetzt, und lässt die Flüssigkeit nicht zur Ruhe kommen, weshalb, besonders bei langen Druckleitungen mit grossen Flüssigkeitsmassen, die Flüssigkeitssäule bei der Kolbenumkehr abreissen muss, um sich auch gleich wieder unter einem heftigen Schlage zusammenzuschliessen. Dieser Trennung der Wassersäule infolge des Vorauseilens wirkt entgegen der Widerstand, welchen die Betriebskraft der Pumpe in der Druckhöhe *Hd*, dem Atmosphärendruck $\frac{10}{\gamma}$ auf die Ausmündung und den Reibungswiderständen *hw* zu überwinden hat. Die Betriebskraft *K* ist während des ganzen Kolbenhubes nicht immer gleich stark, sie erhält nur bei Erreichung der grössten Kolbengeschwindigkeit ihren grössten Wert zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit, in diesem Augenblicke ist nämlich:

$$K = Hd + \frac{10{,}0}{\gamma} + hw.$$

Mit abnehmender Kolbengeschwindigkeit gegen Ende des Hubes wird auch die Betriebskraft entsprechend kleiner, während die Widerstände im Druckrohre infolge des Beharrungsvermögens ziemlich gleich bleiben, so dass sich bei abnehmender Kolbengeschwindigkeit ein Überschuss der Widerstände gegenüber der Betriebskraft ergiebt und dieser Überschuss daher verzögernd auf die im Druckrohre bewegte Wassersäule wirkt. Findet diese Verzögerung der Geschwindigkeit im Druckrohre in demselben Masse statt, wie die durch den verlangsamten Kolbenhub veranlasste Verzögerung, so kann eine Trennung der Wassersäule nicht stattfinden.

Die Widerstände im Druckrohre bestehen aus den unveränderlichen Werten *Hd* und $\frac{10}{\gamma}$ und dem von der Länge der Druckleitung wesentlich beeinflussten Werte *hw*, der ausserdem auch von der Geschwindigkeit sehr abhängig ist; mit verzögerter Geschwindigkeit wird also auch *hw* entsprechend kleiner, denn es ist nach Gleichung auf S. 14 $hw = \frac{4{,}0 \cdot L \cdot S^2}{w^2 \cdot D}$. Je grösser *hw* ausfällt, d. h. je länger die Druckleitung und je kleiner

Digitized by Google

ihre Lichtweite, desto mehr schwindet die Gefahr des Abreissens der Wassersäule und der damit verbundenen Wasserschläge.

Zur Ausgleichung der ungleichmässigen Kolbenbewegung werden in die Druckleitungen immer noch Druckwindkessel eingeschaltet, deren Luftraum wie bei den Saugwindkesseln ebenfalls das 2— 5fache der Hubmenge beträgt; sind mehrere Pumpen nebeneinander in Betrieb, so erhalten sie ausserdem noch einen gemeinschaftlichen Druckwindkessel, durch welchen das Wasser aller Pumpen geht und der mit dem gemeinschaftlichen Druckrohre in Verbindung ist. Auch die Druckwindkessel sind wie die Saugwindkessel mit Wasserstandsglas, Manometer, sowie mit einer Vorrichtung zur Luftfüllung ausgerüstet. Zur Luftfüllung, die hier oft unter hohem Drucke vor sich gehen muss, bedient man sich entweder einer Luftpumpe oder man bringt in dem Saugrohre nächst der Pumpe ein sogenanntes Schnarchventil an, das durch eine sehr kleine Öffnung beim Saugen Luft einzieht, welche durch die Pumpen in den Windkessel gelangt und so dessen Luftraum in entsprechender Füllung erhält.

Lange Druckleitungen und solche, welche unter hohem Drucke stehen, erhalten hinter dem Windkessel ein Rückschlagventil, das sich aufwärts öffnet, so dass eine unvorhergesehene Entleerung des Druckrohres nicht vorkommen kann; zur grösseren Sicherheit des Abschlusses setzt man auch noch eine mechanische Absperrvorrichtung, einen Hahn oder einen Schieber, hinter den Pumpen in die Druckleitung. Diese Absperrvorrichtungen sollten immer mit einer Zeigervorrichtung versehen sein, welche jederzeit den Stand, ob „offen“ oder „geschlossen“, äusserlich leicht erkennbar macht, damit nicht unversehens die Pumpe mit geschlossenem Druckrohre in Betrieb gesetzt wird.

Die Druckleitungen sollen wie die Saugleitungen immer stetig ansteigend verlaufen, auf und absteigende Richtung mit Scheitelbildung ist zu vermeiden, da hier immer selbstthätige Luftventile eingesetzt werden müssen, die aber unter Umständen auch versagen können, so dass die Luftansammlungen

Digitized by Google

unruhigen Pumpengang verursachen. Derartige Luftventile müssen vor allem bequem zugänglich sein, um sie immer in gutem Zustande erhalten zu können; sie sollten zu diesem Zwecke von einem Einsteigschachte überbaut sein. In Figur 14 ist ein selbstthätiges Luftventil abgebildet; das Kegelventil sitzt auf einem Kugelschwimmer, welcher bei geringem Luftinhalte, also hohem Wasserstande im Ventilgehäuse, das Ventil gegen die Austrittsöffnung drückt und damit diese abschliesst; bei vermehrtem Luftinhalte sinkt der Schwimmer, das Ventil öffnet sich und die Luft kann durch den Luftkanal, der mit Schutzkappe versehen ist, abfliessen.

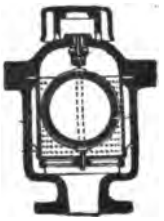


Fig. 14.

III. Abschnitt.

Die Betriebskraft zur Hebung von Flüssigkeiten mittels Pumpen.

Die erforderliche Kraft K für Pumpenbetrieb ergiebt sich im allgemeinen:

1. Aus der Grösse der Saug- und Druckhöhe, d. h. aus dem senkrechten Abstande zwischen Saugspiegel und dem Spiegel über dem Druckrohrauslaufe, $= H =$ senkrechte Förderhöhe.
2. Den Reibungswiderständen bei dem Durchflusse der Flüssigkeit durch die Rohrleitungen und Pumpen, $= hw =$ Widerstandshöhe.

1. und 2. zusammen ergeben die manometrische Förderhöhe

3. Aus der Güte der Konstruktion und Ausführung der Pumpen, ausgedrückt durch die Erfahrungszahl a in Prozenten und als Wirkungsgrad bezeichnet.
4. Aus der Leistungsfähigkeit der zum Pumpenbetriebe verwendeten Kraftmaschine, die ebenfalls von der Güte der Konstruktion und deren Ausführung, sowie von der zweck-

Digitized by Google

mässigen Verwendung abhängig ist und durch die Erfahrungszahl b ausgedrückt wird in Prozenten und als Wirkungsgrad der Kraftmaschine bezeichnet wird.

Der Widerstand der Flüssigkeitssäule H ergiebt sich durch deren Druck auf die Flächeneinheit, ebenso die Grösse des Reibungswiderstandes hw; beide zusammen ergeben einen solchen Druck von $H_1\,\gamma = (H + hw)\,\gamma$. Sollen in jeder Sekunde Q Kubikmeter Flüssigkeit von dem spezifischen Gewichte γ auf die Saug- und Druckhöhe gefördert werden, so ist die Arbeitsleistung $Q \cdot (H + hw)\,\gamma$ dazu erforderlich. Arbeitet die Pumpe jedoch infolge ihrer Konstruktion und Ausführung mit einer wirklichen Leistung von a Prozent, so ist für die Sekundenmenge Q eine Arbeit von $\frac{100 \cdot Q}{a}\,(H + hw)\,\gamma$ aufzuwenden; ferner, wenn die Arbeit der Kraftmaschine und ihre Übertragung auf die Pumpe nur eine Nutzleistung von b Prozent hat, so ist die im ganzen erforderliche Betriebskraft

$$K = \frac{10\,000 \cdot Q\,(H + hw)\,\gamma \cdot 1000}{a \cdot b}$$ Kilogrammmeter i. d. Sek.

Für die stetig fördernden Pumpen, wie Kreisel- oder Centrifugalpumpen ist der Wert von Q für jede Umdrehungsgeschwindigkeit auch immer der gleiche; für die Hubpumpen ist für einfach wirkende Pumpen

$$Q = \frac{n \cdot J_1}{60};\ \text{und}\ K = \frac{10\,000}{a \cdot b} \cdot \frac{n \cdot J_1}{60}\,(H + hw)\,\gamma \cdot 1000,$$

doppelt wirkende Pumpen

$$Q = \frac{n \cdot J_2}{30};\ \text{und}\ K = \frac{10\,000}{a \cdot b} \cdot \frac{n \cdot J_2}{60}\,(H + hw)\,\gamma \cdot 1000.$$

Die Nutzleistung der aufgewendeten Betriebskraft K ist:

$$Kn = Q\,(H + hw)\,\gamma \cdot 1000$$ Kilogrammmeter

oder $$Kn = \frac{Q\,(H + hw)\,\gamma \cdot 1000}{75}$$ Pferdestärken.

1. Für einfach wirkende Hubpumpen ist

$$Kn = \frac{n \cdot J_1}{60} \cdot \frac{(H + hw)\,\gamma \cdot 1000}{75} = 0{,}222 \cdot n \cdot J_1\,(H + hw)\,\gamma$$ Pferdest.

und wenn die Flüssigkeit Wasser ist, also $\gamma = 1{,}0$, dann ist:

$$Kn = 0{,}222 \cdot n \cdot J_1\,(H + hw)$$ Pferdest.

Digitized by Google

2) Für doppelt wirkende Pumpen:

$$Kn = \frac{n \cdot J_2}{30} \cdot \frac{(H + hw) \cdot \gamma \cdot 1000}{75} = 0{,}111 \cdot n \cdot J_1 (H + hw)\,\gamma \text{ Pferdest.}$$

(J_1 = Hubmenge für einfach wirkende Pumpen),

(J_2 = „ „ doppelt „ „).

Die Nutzleistung der Betriebskraft K ist allgemein nach obigem

$$Kn = \frac{Q\,(H + hw)\,\gamma \cdot 1000}{75} \text{ Pferdestärken.}$$

Die Werte von Q und H sind gewöhnlich schon vorausbestimmt und hw muss aus der Länge der Leitungen, ihrer Lichtweite und der Durchflussgeschwindigkeit berechnet werden; auf S. 11—15 ist über die Berechnung der Reibungswiderstände hw das Nähere mitgeteilt. Für die Durchschnittsgeschwindigkeit von 1,0 m kann man aus Tabelle III die Druckverluste h_3 durch Reibung auf 1 m Länge für die verschiedenen Rohrlichtweiten entnehmen. Hat man so die wirkliche Förderhöhe des $Hw = (H + hw)$ bestimmt, dann ist

$$Kn = \frac{Q \cdot Hw \cdot \gamma \cdot 1000}{75} = 13{,}333 \cdot \cdot \; Q \cdot Hw \cdot \gamma \text{ Pferdestärken,}$$

$$Q = \frac{0{,}075\,Kn}{Hw \cdot \gamma} \quad \text{und} \quad Hw = \frac{0{,}075 \cdot Kn}{Q \cdot \gamma};$$

für Wasser wird $\gamma = 1{,}0$.

Der Kraftaufwand K ist immer grösser als die Nutzleistung und zwar ist nach dem Vorhergehenden

$$K = \frac{10\,000}{a \cdot b}.$$

Der Wert von a schwankt je nach Konstruktion und Ausführung der Pumpen für

Hubpumpen zwischen 80 und 95;

Kreiselpumpen geben nur eine günstige Leistung, wenn die Förderhöhen nicht zu gross werden, nämlich 25 bis 30 m nicht überschreiten. Eingehender wird die Leistung der einzelnen Pumpenkonstruktionen im II. Teile dieses Buches besprochen.

Digitized by Google

Die Nutzleistung b der Kraftmaschinen für den Betrieb der Pumpen ist ausserordentlich verschieden, je nach der Natur der Betriebskraft, der Maschinenkonstruktion und je nach der Art der Übertragung der Maschinenarbeit auf die Pumpen.

Der *Mensch* verrichtet an der Kurbel eine Arbeitsleistung von 172000 Kilgr.-Met. während einer Arbeitzeit von 8 Stunden täglich oder eine Sekundenleistung von 6 Kilgr.-Met. also $^1/_{12}$ Maschinen-Pferdestärke. Die Menschenkraft hat gegenüber den Tier- und anderen Naturkräften den Vorzug, dass sie dem Willen des Menschen unterworfen ist und deshalb im Falle eines wechselnden Kraftbedürfnisses diesem Wechsel entsprechend erhöht oder vermindert werden kann; auch die Übertragung der Menschenkraft auf die Pumpen gestaltet sich aus diesem Grunde mannigfaltiger. Die übrigen Naturkräfte arbeiten in gleicher durchschnittlicher Stärke auf stetige Weise; zu ihrer zweckmässigen Ausnutzung ist daher erforderlich, dass das Kraftbedürfnis ein möglichst gleichmässiges wird und etwaige Ungleichmässigkeiten durch die Art der Kraftübertragung ausgeglichen werden.

Saugpumpen sowie die Saug- und Hebepumpen z. B. erfordern für das Ansaugen und Heben der Flüssigkeit die Hauptarbeit $= Q \cdot Hw \cdot \gamma \cdot 1000$; bei den Hubpumpen ist für den Rückgang des Kolbens nur eine ganz geringe Arbeit erforderlich. Bei dem Betriebe einer solchen Pumpe verwendet der Mensch seine Kraft, dem Bedarfe entsprechend, durch Niederdrücken oder Niederziehen des Pumpenhebels, während er bei den Kolbenrückgange nur sehr wenig mitzuwirken hat, weil gewöhnlich das Gewicht des Pumpengestänges mit Kolben die hierzu erforderliche Kraft ganz oder teilweise liefert; dieses Gestänggewicht muss allerdings bei dem Kolbenaufgange durch die Menschenkraft gehoben werden.

Vorausgesetzt ist dabei eine senkrecht stehende Pumpe; trifft man dabei aber die Anordnung, dass das Ansaugen und Heben nicht durch den Aufgang, sondern durch den Niedergang des Gestänges erfolgt, so hat die Menschenkraft bei dem Niedergange desselben eine Arbeit zu verrichten von $Q \cdot Hw \cdot \gamma \cdot 1000 - G$ und bei dem Aufgange das Gestänggewicht mit dem Kolben und dessen Reibung, die mit G bezeichnet sind, zu überwinden.

Digitized by Google

Bei langen Gestängen kann die Arbeit zur Hebung von G gleich der Arbeit für das Ansaugen und Heben sein, in welchem Falle dann der Mensch zweckmässig nicht mehr mittels eines Hebels, sondern mittels einer Kurbel in Verbindung mit einem Schwungrade die Pumpe in Bewegung setzt, wie dies bei Verwendung der andern Naturkräfte üblich ist. Kurbelradius für Handbetrieb gewöhnlich 0,30 bis 0,45 m; Länge des Kurbelgriffes für 1 Mann 0,25 bis 0,30, für 2 Mann 0,45—0,50 m, der Schwungraddurchmesser ist 1,20 m.

Ähnlich verhält sich das Kraftbedürfnis der einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen, indem bei diesen ebenfalls das Kraftbedürfnis für das Ansaugen sehr verschieden sein kann gegenüber demjenigen für das Drücken, je nachdem die Druckhöhe die Saughöhe übertrifft. Bei Übertragung der Menschenkraft auf einfach wirkende Saug- und Druckpumpen mittels Hebelbewegung ist die Anordnung zu treffen, dass das Niederdrücken des Hebels, wobei das Körpergewicht des Menschen noch zu Hilfe genommen werden kann, für Überwindung des grösseren Widerstandes in Anwendung kommt, die Wiedererhebung des Hebels dagegen für das kleinere Kraftbedürfnis. Auch hier kann eine weitere Ausgleichung dadurch bewirkt werden, dass man bei senkrechtstehenden Pumpen das kleinere Kraftbedürfnis auf den Niedergang des Kolbens, das grössere auf den Aufgang verlegt, indem bei dem Niedergange das Gestänggewicht mitwirkend ist und beim Aufgange mit gehoben werden muss, so dass der Unterschied des Kraftbedürfnisses beim Saugen und Drücken entsprechend gemindert wird. Ist z. B. $Ks < Kd$, d. h. die Kraft zum Saugen kleiner als zum Drücken, so wird bei obiger Anordnung beim Niedergange gedrückt und zwar mit dem Kraftaufwande $Kd - G$ und beim Aufgange gesaugt mit dem Kraftaufwande $Ks + G$; macht man dabei $G = Kd - Ks$, so ist die Arbeit auf- und abwärts gleich gross. Ferner ist noch eine Ausgleichung möglich, wenn man zwei oder mehrere einfach wirkende Pumpen der Art mit der Kraftübertragung verbindet, dass die eine saugt, während die andere drückt und umgekehrt; doch beansprucht diese Anordnung einen grösseren Gesamt-Kraftaufwand als wenn man dieselbe Flüssigkeitsmenge mit nur einer Pumpe fördert,

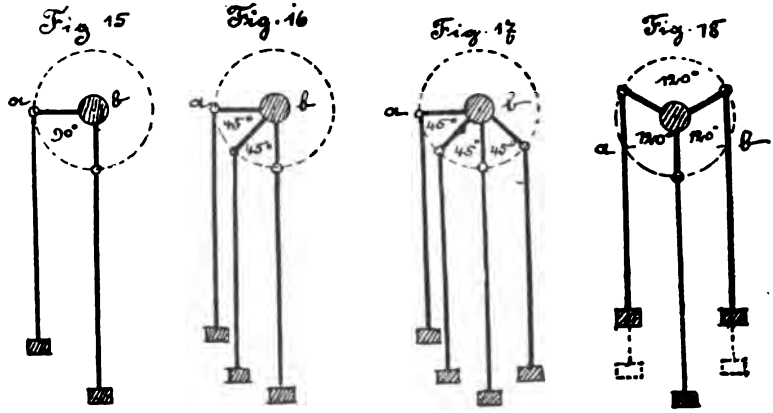
Digitized by Google

was unter Umständen durch den Vorteil der Gleichmässigkeit der Kraftverteilung wieder aufgewogen werden kann.

Bei liegenden Pumpen ist selbstverständlich das Gestänggewicht für Hin- und Hergang des Kolbens gleich wirksam.

Doppelt wirkende Pumpen erfordern für jede Kolbenbewegung die gleiche Kraftleistung, weshalb für diese die Menschenkraft mittels Kurbelbewegung und Schwungrad übertragen wird. Ganz gleichmässig ist das Kraftbedürfnis aber auch hier nicht, weil die Kolbenbewegung eine gleichmässig beschleunigte und verzögerte ist und bei jeder Kolbenumkehr gleich Null wird.

Diese Ungleichheiten sucht man durch Kuppelung mehrerer einfach oder doppelt wirkender Pumpen an einer Betriebswelle möglichst aufzuheben, indem man diese Kuppelungen um 90^0 beziehungsweise 45^0 gegeneinander verstellt; z. B. bei Kuppelung von zwei Pumpen wie Fig. 15, von drei Pumpen wie Fig. 16 und Fig. 18, für vier Pumpen wie Fig. 17.



Bei dem mittleren Kolbenstande, wenn die Kurbel in der Linie ab steht, sei der Centriwinkel $abc = 0$, in der Kurbelstellung $bc = 90^0$; in der Kurbelstellung ab hat der Kolben seine grösste Geschwindigkeit, die bei Erreichung der Stellung bc gleich Null wird; sie nimmt in gleichem Masse ab

Digitized by Google

wie die Cosinuse der Centriwinkel der verschiedenen Kurbelstellungen zwischen 0 und 90°. Ist die Geschwindigkeit bei $0^0 = 1{,}0$, so ist sie bei $45^0 = 0{,}707$ u. s. w.

Bei der Kurbelverstellung um 90° für zwei Pumpen (Fig. 15) ist die Summe der Geschwindigkeiten beider Kurbeln für deren Stellung bei 0 und bei 90°

$$= 1{,}0 + 0{,}00.$$

Bei der weiteren Drehung wird die Geschwindigkeit der einen Kurbel immer kleiner, die der anderen grösser, die Summe der Geschwindigkeiten beider Kurbeln erreicht ihren Höchstwert wenn die Centriwinkel beider Kurbeln einander gleich sind und dies ist der Fall, wenn der Centriwinkel 45° beträgt. Dieser Höchstwert ist dann: $0{,}707 + 0{,}7007 = 1{,}414$ oder noch um 0,414 grösser als der Mindestwert bei 90° bezw. 0°.

Für eine Anordnung von 3 Pumpen mit Verstellung um 45° ist die Summe der Kurbelgeschwindigkeiten bei den Stellungen $(0^0 - 45^0 - 90^0)$ $S = 1{,}0 + 0{,}707 + 0{,}0 = 1{,}707$, bei einer Drehung um 45° ist

$$S = 0{,}707 + 0 + 0{,}707 = 1{,}414$$

und bei einer Drehung um 90° ist wieder

$$S = 0{,}0 + 0{,}707 + 1{,}0 = 1{,}707.$$

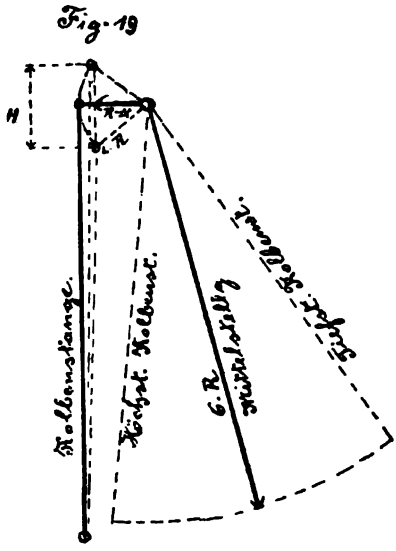
Während also bei zwei Pumpen der Unterschied zwischen Höchst- und Mindestwert von S noch 0,414 betrug, ist er bei drei Pumpen nur noch $1{,}707 - 1{,}414 = 0{,}293$; für drei Pumpen wird auch zweckmässig eine Verstellung um 120° angewendet, wenn längere Gestänge ihr Gewicht beim Niedergange zur Geltung bringen.

Bei Anordnung von 4 Pumpen mit Kurbelstellung von 45° schwindet dieser Unterschied gänzlich, denn in diesem Falle ist S bei jeder Drehung um 45°

$$0{,}0 + 0{,}707 + 0{,}0 + 0{,}707 = 1{,}414.$$

Der Hebelbetrieb der Pumpen von Menschenhand wird als Schwengelbetrieb bezeichnet, wenn bei senkrecht stehenden Pumpen der Hebel aus der wagerechten Lage in die senkrechte abgebogen ist, so dass die Bewegung des Hebelunterteiles eine pendelartige ist. Dabei ist der senkrechte

Digitized by Google



Teil des Hebels der längere, der wagerechte der kürzere Hebelarm. Fig. 19 ist die Liniendarstellung einer Schwengelbewegung. R ist der kürzere, $6\,R$ der längere Hebelarm. Der kürzere Hebelarm ist mit der Kolbenstange durch ein Gelenk verbunden. In der Mittelstellung des Kolbens und Schwengels steht nach Fig. 19 der kurze Hebelarm senkrecht zur Kolbenstange und kommt also in dieser Stellung mit seiner ganzen Länge zur Wirkung; bei dem tiefsten und höchsten Kolbenstande dagegen hat er eine schräge Stellung zu der Kolbenstange, die nun auch nicht mehr senkrecht steht, und die wirksame Hebellänge ist nun die Horizontalprojektion des kurzen Hebelarmes R, nämlich $R - x$. Die Grösse von x, d. h. die Abweichung der Kolbenstange von der Senkrechten, nimmt man zu $0{,}1 \cdot R$ und

$$R^2 = \frac{H^2}{4} + (R - x)^2,$$

daraus ergiebt sich $R = 1{,}15 \cdot H$ und $6\,R = 6{,}90 \cdot H$.

Die Handpumpen für Schwengelbetrieb haben Kolbendurchmesser von 50 bis 100 mm und der Kolbenhub ist gewöhnlich das Zwei- bis Dreifache des Durchmessers, also 100 bis 300 mm; die Kolbenspielzahl ist für Handbetrieb mittels Hebel gewöhnlich zu 45 in der Minute festgesetzt, also für jede Sekunde $\frac{45}{60} = {}^3/_4$ Kolbenspiele. Wie schon erwähnt kann ein Mann bei 8 Stunden täglicher Arbeit 6 Sek.-Kg.-Met. Arbeit leisten mit einer Pumpe die 45 Kolbenspiele in der Minute macht, demnach $\frac{4}{3} \cdot 6 = 8$ kgm bei jedem Spiele. Ist die Förderhöhe 5,0 m, so ist die von einem Manne in der

Digitized by Google

Minute zu hebende Wassermenge $\frac{45 \cdot 8}{5} = 72$ kg oder 72 Liter Wasser; für 10 m Förderhöhe jedoch nur 36 kg in der Minute. Diese Leistung bleibt dieselbe, einerlei in welchem Verhältnis der kurze zum langen Hebelarme steht, weil mit der Länge des grossen Hebelarmes entweder die Kolbenspielzahl eine kleinere oder der Kolbenhub verringert wird.

Das Verhältnis der Hebelarme und ihre Form ist hauptsächlich von dem Zwecke, welchem die Pumpe dient, von ihrer Höhe, ihrer Aufstellung abhängig und kann bei Besprechung der einzelnen Pumpenkonstruktionen im II. Teile dieses Buches erörtert werden. Statt der Schwengelform wird für Pumpen auch häufig die einfache, gerade, zur Kolbenstange annähernd senkrechte Hebeleinrichtung angewendet, wie z. B. bei den sogenannten Schacht- oder Baupumpen und den Spritzen. Die Schachtpumpen haben gewöhnlich eine Cylinderweite von 100 bis 200 mm, eine Kolbenspielzahl von 30 in der Minute und eine Hubhöhe von zwei Kolbendurchmessern. Die Schachtpumpe besteht immer aus zwei Cylindern, deren Kolbenstangen mit einem gemeinsamen, wagerechten Hebel verbunden sind. Die Arbeitsleistung bei 30 Kolbenspielen ist daher für einen Mann und ein Kolbenspiel $\frac{60}{30} \cdot 6 = 12$ kgm. Für 5 m Förderhöhe ist die Leistung 2,4 kg oder 2,4 Liter Wasser für jedes Spiel oder 72 Liter in der Minute. Bei 30 Doppelhüben in der Minute liefern die Schachtpumpen folgende Wassermengen auf 5,0 m Förderhöhe für verschiedene Cylinderweiten.

Cylinderweite in mm	100	150	200
Wassermenge in Liter	110	250	470
Anzahl der Bedienungsmannschaft .	2	4	8

Auf ähnliche Weise ergiebt sich der Kraftbedarf für Feuerspritzen, die für Handbetrieb aus zwei einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen mit darüber gelagertem, wagrechten Druckhebel bestehen. Die Spritzen haben in ihren verschiedenen Grössen eine Wasserlieferung von 2 bis 6 Sekundenliter bei Cylinderweiten von 80 bis 140 mm Hubhöhen von $2\,^1/_3$ bis 3facher Cylinderweite und 50—60 Doppelhüben; vorausgesetzt,

Digitized by Google

dass der Wasserstrahl in horizontaler Richtung geworfen wird, wobei er eine Wurfweite von 30,0 m erreicht. Diese Wurfweite entspricht eine Druckhöhe vor der Strahlrohrmündung von etwa 45,0 m; für eine durchschnittliche Wasserlieferung von 4 Sekundenliter ist daher die erforderliche Arbeit = 180 Kilogrammmeter in der Sekunde, zu deren Bewältigung eine Bedienungsmannschaft von 30 Köpfen erforderlich wäre, wenn man eine achtstündige Thätigkeit annimmt. Diese Arbeitsdauer ist jedoch bei Feuerspritzen im allgemeinen nicht vorauszusetzen, ausserdem ist die Thätigkeit der Spritzen während der Löscharbeit eine häufig unterbrochene, sowie gewöhnlich auch für Ablösung der Bedienungsmannschaft die nötige Mannschaft bereit steht. Man kann daher in diesem Falle die Leistung eines Mannes zu etwa 12,0 Sek.-Kg.-Met. annehmen, wonach für die Bedienung der Spritze 16 Mann genügen. Wird das Wasser von der Spritze weg durch einen Schlauch erst auf gewisse Höhe geführt und soll die Arbeitsleistung ebenso gross sein, als wenn der Wasserstrahl von der Spritze weg horizontal ausgegossen wird, so tritt bei dem in die Höhe verlegten Mundstück das Wasser nun mit geringerer Geschwindigkeit aus, weil das Wasser vor demselben mit einer Druckhöhe anlangt, welche um die Steighöhe des Schlauches und um die Höhe der Reibungswiderstände darin kleiner ist, als diejenige bei unmittelbarem Auswurfe aus der Spritze. Die Wurfweite ist infolgedessen auch eine geringere und die Wassermenge sowie die Hubzahl ist nur dann dieselbe, wenn mit der Erhöhung des Strahlrohres zugleich eine Erweiterung von dessen Mündung stattfindet. Findet eine solche Erweiterung des Mundstückes nicht statt und soll dieselbe Hubzahl beim Hochstrahl wie beim Niederstrahl gemacht werden, also die Wasserlieferung gleich gross bleiben, so muss das Wasser vor der hochgelegenen Strahlrohrmündung mit derselben Druckhöhe anlangen wie vor der niedrig gelegenen Mündung; die aus dem Unterschiede der Höhenlage beider Mündungen und den vermehrten Reibungswiderständen sich ergebende Druckvermehrung auf die Pumpenkolben ist durch die Hebelkraft zu überwinden. War die zu überwindende Druckhöhe für den Tiefstrahl 45 m und ist sie für den Hochstrahl 65 m, so verhält sich die erforderliche

Digitized by Google

Arbeitsleistung wie 9:13, und die Mannschaft muss entweder dementsprechend vermehrt oder öfter abgelöst werden.

Nach der Arbeit der Menschen kommt in zweiter Reihe die Arbeit der Tiere, welche für den Pumpenbetrieb nutzbar gemacht wird.

Die Leistung eines *Pferdes* am Göpel ist gleich dem siebenfachen der Menschenleistung, nämlich 42 Sek. kgm; der *Ochse* leistet am Göpel fast dieselbe Arbeit wie ein Pferd, der *Esel* dagegen nur ein Viertel. Ein Pferd kann dabei mit 50 kg Kraftentwickelung an einem 3,60 m langen Göpelbaum in der Minute 2,3 Umgänge machen, mit einem 4,0 m langen Göpelbaume gerade 2 Umgänge. Die Umdrehung der Göpelbäume wird durch ein Glocken-Zahnrad auf ein Vorgelege übertragen, mit welchem die Kurbelwelle entweder unmittelbar oder durch eine Transmissionswelle gekuppelt ist; kann der Göpel über dem Brunnenschachte aufgestellt werden, so ist eine Transmissionswelle nicht erforderlich. Das Übersetzungsverhältnis von Glockenrad und Vorgelege ist gewöhnlich so bemessen, dass die Kurbel- beziehungsweise Transmissionswelle in der Minute etwa 25 Umdrehungen macht.

Zur Ausgleichung der hubweisen Bewegung der Pumpen werden bei dem Göpel drei Pumpen an einer Welle gekuppelt, deren Kurbelausbiegungen um 120° gegeneinander verstellt sind. Ausgleichend gegenüber dem Zuge des Gestänggewichtes wirkt hier auch die Anwendung von einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen, wobei, je nachdem die Leistung für das Saugen oder die für des Drücken grösser, das Gestänggewicht mit der einen oder der anderen dieser Leistungen vereinigt wird. Die Nutzleistung, bestehend aus dem Produkt der Förderhöhe und dem Gewichte des in der Zeiteinheit gehobenen Wassers ist bei dem Göpelbetriebe infolge der Kraftübertragung durch Zahnräder, Kurbeln und Gestänge nur etwa 50%, also statt 40 nur 20 kgm in der Sekunde. Die Pumpen müssen, weil die Umdrehungszahl der Göpel immer die gleiche bleiben muss, wenn die Tierkraft ausgenutzt werden soll, mit Zunahme der Förderhöhe immer kleinere Hubmengen erhalten für die Anwendung ein und derselben Zugkraft. Für einen einpferdigen Göpelbetrieb und dreifachen Pumpenbetrieb

Digitized by Google

erhalten die Pumpen Cylinderweiten von 65, 75 und 100 mm mit Hublängen von 2 bis 3facher Cylinderweite, je nachdem die Förderhöhe eine grössere oder kleinere ist. Die mit einem Pferde zu hebende Wassermenge für jedes Kolbenspiel der einfach wirkenden Pumpe ist bei 25 Kolbenspielen in der Minute $Q = \frac{20}{3H} \cdot \frac{60}{25} = \frac{16}{H}$ Kilogramm oder Liter Wasser.

Daraus ergiebt sich dann die Cylinderweite für eine $2^1/_2$fache Hubhöhe; z. B. für eine Förderhöhe von 10,0 m ist $Q = 1{,}6$ Liter und die Cylinderweite D erhält man aus $Q = \pi/_4 D^2 \cdot 2{,}5\, D$ mit $D = \sqrt[3]{\frac{0{,}0016}{1{,}96}} = 0{,}09344$ oder rund 100 mm, für eine Förderhöhe H von 45 m ist $Q = \frac{16}{45} = 0{,}355$ Liter und $D = \sqrt[3]{\frac{0{,}000355}{1{,}96}} = 0{,}05656$ oder rund 60 mm. Der Ochse leistet zwar am Göpel annähernd dieselbe Arbeit wie das Pferd jedoch mit langsamerer Gangart; die Geschwindigkeit des Pferdes im Göpelumlaufe ist durchschnittlich 0,90 m, diejenige des Ochsen etwa 0,50 m, weshalb der letztgenannte bei 4,0 m Länge der Göpelbäume in einer Minute nur 1,2 Umgänge macht. Die Umdrehungszahl der Kurbelwelle soll aber zur Erzielung eines ruhigen Pumpenganges die gleiche wie bei dem Pferdegöpel sein, weshalb der Ochsengöpel ein Übersetzungsverhältnis von 1 : 20 erhalten muss, während für den Pferdegöpel mit 2 Umdrehungen in der Minute ein Übersetzungsverhältnis von 1 : 12 genügt, damit die Kurbelwelle 25 Umdrehungen in der Minute macht.

Bei der Benutzung von 2 Pferden oder 2 Ochsen bleibt die Umgangszahl und Übersetzung dieselbe wie für ein Zugtier; die Ausmasse der Pumpen werden der erhöhten Leistung entsprechend grösser, auch die einzelnen Bewegungsteile kräftiger.

Für den Göpelbetrieb mit Eseln, deren Leistung nur $^1/_4$ der Pferdeleistung ist, erhält sowohl der Göpel als auch die Pumpen kleinere Ausmasse und leichtere Bewegungsteile.

Von den übrigen Naturkräften spielt vor allem der *Dampf* die Hauptrolle im Pumpenbetriebe und danach *die Wasserkräfte.*

Digitized by Google

Die lebendige Kraft des fliessenden Wassers ist im allgemeinen die billigste Betriebskraft, wenn es sich um die stetige Förderung grösserer Wassermengen handelt; es müssen dabei aber verschiedene Missstände, die mit diesem Kraftbetriebe verbunden sind, beobachtet werden. Vor allem muss man sich darüber Gewissheit verschaffen, ob zu jeder Zeit des Jahres auch immer die nötige Betriebs-Wassermenge vorhanden ist, beziehungsweise der Betrieb durch Eisgang oder Hochwasser nicht gestört wird.

Nutzbar wird eine Wasserkraft durch die Anwendung von Wasserrädern gemacht, die man in freilaufende, teilweise oder ganz in Gerinnen laufende Räder unterscheiden kann, und welche je nach dem vorhandenen Gefälle ihre zweckmässige Verwendung finden.

Die Grösse einer Wasserkraft ist

$$K = \frac{Q \cdot H \cdot 1000}{75} = 13{,}333 \cdot Q \cdot H \text{ Pferdestärken.}$$

Ein Teil dieser Arbeitsstärke wird wegen Unvollkommenheit der Radkonstruktionen sowie wegen der Reibungsverluste nicht nutzbar gemacht, sondern nur ein bestimmter Prozentsatz a, dessen Wert für die verschiedenen Radkonstruktionen wesentliche Abweichungen zeigt. In untenstehender Zusammenstellung sind die verschiedenen Werte von a in Prozenten der Naturkraft angegeben.

Unterschlägige Räder mit Schussgerinne	30—35 %	Teilweise oder ganz freilaufende Räder.
„ „ im Kropfgerinne	50—60 %	
Ponceletrad	60—65 %	
Rückschlägige Räder mit Spannschütze	60—70 %	
„ „ „ Überfallschütze oder mit Kulisseneinlauf	65—75 %	
Oberschlägige Räder für Gefälle bis 5,5 m	60—75 %.	

Im ganz geschlossenen Gerinne laufende Räder oder Turbinen 65—75 %.

Ausser den oben genannten Wasserrädern werden die Wasserkräfte, besonders diejenigen mit kleineren Wassermengen, aber grossen Gefällen durch Kolben- oder sogenannte

Digitized by Google

Wassersäulen-Maschinen nutzbar gemacht. Sie haben sowohl wegen ihres Preises als wegen des Umstandes, dass sie durch schmutzige Wasser stark abgenutzt werden, nur beschränkte Anwendung gefunden; ihre Nutzleistung a ist 70 bis 85 %.

Die ganz oder teilweise freilaufenden Wasserräder, die sich immer um eine wagerechte Welle drehen, können nur für Gefälle bis zu 11,0 m und für Leistungen bis zu 60 Pferdestärken ausgeführt werden; bei grossen Wasserkräften muss daher eine Teilung derselben, sowie bei grossen Gefällen eine Teilung des Gefälles und Aufstellung mehrerer Räder neben und übereinander vorgenommen werden. Turbinen dagegen können für alle grossen Gefälle und Wasserkräfte gebaut werden, gestatten daher in diesem Falle eine einfachere Anlage des Wasserbaues zur Fassung und Leitung des Betriebswassers.

Turbinen sind jedoch durch die vom Wasser mitgeführten Sink- und Schwimmstoffe leicht Störungen ausgesetzt, welcher Missstand bei freilaufenden Rädern weniger zu befürchten ist. Oberschlägige Räder haben dieselbe Nutzleistung wie Turbinen, sind weniger empfindlich als Turbinen gegen die Schwimmstoffe, bei Stauung ihres Unterwassers wird die Leistung der oberschlägigen Räder jedoch beträchtlich verringert. Für kleine Gefälle von 1—5 m werden häufig die unterschlägigen Räder, die weniger empfindlich sind, den Turbinen vorgezogen. Die Turbinen werden meist mit senkrecht stehender Welle hergestellt, können aber auch mit wagerechter Welle wie die anderen Wasserräder gebaut werden.

Die Anzahl der Umdrehungen, welche die ganz oder teilweise freilaufenden Räder in der Zeiteinheit machen, lässt sich durch folgende Gleichung bestimmen:

$$Z = \frac{30 \cdot S}{\pi \cdot R} = \frac{9{,}55 \cdot S}{R},$$

worin S die Geschwindigkeit am Radumfange und R den Rad-Halbmesser bezeichnet.

Erfahrungsgemäss hat man für verschiedene Räder folgende Werte von S, R und Z bei verschiedenen Gefällen G festgestellt.

Digitized by Google

Tabelle VI.

Bezeichnung der Räder	Umfangsgeschwindigkeit S m	Rad-Halbmesser R m	Anzahl der Umdrehungen in der Minute Z
Unterschlägige Räder mit Schussgerinne und Gefälle bis 1,0 m	$1{,}77\sqrt{G}$	2,0—4,0	$\begin{cases} 8{,}45\sqrt{G} \text{ bis} \\ 4{,}23\sqrt{G} \end{cases}$
Unterschlägige Räder im Kropfgerinne und Gefälle bis 1,5 m	1,50—2,0	$1{,}5\,G - 2{,}5\cdot G$	$\frac{9{,}55}{G}$ bis $\frac{7{,}64}{G}$
Ponceleträder mit Gefälle bis 2,0 m	$2{,}44\sqrt{G}$	$2\cdot G$	$\frac{11{,}65}{\sqrt{G}}$
Rückenschlägige Räder mit Spannschütze, Überfallschütze oder Kulissenauflauf und Gefälle bis 8,0 m	1,25—1,56	$0{,}65\,G - 0{,}7\,G$	$\frac{18{,}37}{G}$ bis $\frac{20{,}46}{G}$
Oberschlägige Räder mit Gefälle bis 11 m	$0{,}65\,G$	$0{,}45 - 0{,}49\,G$	$\frac{13{,}80}{G}$ bis $\frac{12{,}67}{G}$

Die Umdrehungszahl der Turbinen ist im allgemeinen eine viel grössere als die der freilaufenden Räder, ist aber sehr verschieden je nach der Grösse des Gefälles und des Aufschlagwassers.

Die Pumpen haben gewöhnlich eine Kolbenspielzahl von 25 bis 40 in der Minute, bei vervollkommneter Ventilkonstruktion bis 60, mit stossfreiem Gange der Ventile. Für die grössere Sicherheit der Pumpen und ihre leichtere Bauart ist eine hohe Spielzahl, so lange stossfreier Ventilgang damit verbunden, von Vorteil, besonders wenn die Pumpen unter hohem Drucke arbeiten; denn je grösser die Hubzahl in der Minute, desto kleiner die Cylinderweite und Hubhöhe und desto widerstandsfähiger sind Cylinder und Gestänge gegenüber dem hohen Drucke. Dagegen ist die Dauerhaftigkeit der Pumpen grösser, wenn sie nicht in zu rasche Bewegung versetzt werden, weshalb man bei kleinen Förderhöhen auch mit kleinen Hubzahlen die Pumpen anordnet, indem es hier nicht schwierig ist,

Digitized by Google

die Pumpen genügend stark auszuführen. Die freilaufenden Räder erhalten daher gewöhnlich ein Vorgelege, welches den Pumpen eine erhöhte, die Turbinen dagegen ein Vorgelege, welches den Pumpen eine verringerte Umdrehungszahl überträgt. Z. B.: Ein unterschlägiges Rad von 3,0 m Halbmesser hat bei einem Gefälle von 1,0 m nach der Tabelle VI eine Umdrehungszahl von $Z = 6{,}34$ in der Minute; die Übersetzung müsste daher für kleine Druckhöhen eine vierfache sein, so dass die Pumpe 25 Doppelhube machen könnte; für hohen Druck würde man eine 7fache Übersetzung mit 44 Doppelhuben wählen.

Ein oberschlägiges Rad mit 10,0 m Gefälle macht $\frac{13}{10} = 1{,}3$ Umdrehungen in der Minute und muss daher, der Druckhöhe entsprechend, eine 20 bis 30fache Übersetzung erhalten. Ein Ponceletrad mit 1,0 m Gefälle macht 11,65 Umdrehungen und bedarf daher nur einer Übersetzung von 1:2 bis 1:4. Bei den Turbinen ist das Verhältnis umgekehrt, indem dieselben oft mehrere Hundert Umdrehungen in der Minute machen.

Die Übertragung der Kraft von der Radwelle auf die Kolbenstange der Pumpen kann durch Zahnräder oder Riemen- und Seilscheiben vermittelt werden, und deren Anordnung gestaltet sich sehr mannigfaltig je nach Lage der Pumpe und der Radwelle zu einander. Durch diese Kraftübertragung, Reibungen, Wasserverluste in den Pumpen wird die auf die Radwelle übergegangene, nutzbare Arbeit der Wasserkraft noch weiter gemindert. Beträgt z. B. die Nutzleistung des Rades $a = 60\,\%$ und werden weiter von dieser zum Pumpen $90\,\%$ nutzbar gemacht, so ist die der Wasserförderung dienende Arbeit $0{,}60 \cdot 0{,}90 \cdot K = 0{,}54 \cdot K$.

Die Dampfkraft ist im allgemeinen eine billige, bequeme Betriebskraft und in ausgedehntester Weise für Pumpenbetrieb in Anwendung. Die Dampferzeugung erfolgt zum allergrössten Teile durch die Heizkraft der Steinkohlen, weshalb der Kraftbedarf für die Hebung der Flüssigkeiten mittels Dampfmaschinen durch die Einheit ausgedrückt wird, welche in der von 1 kg guter Steinkohle geleisteten Arbeit besteht; die

Digitized by Google

mittlere Leistung von 1 kg Steinkohle bei einer Maschinenpumpe für Wasser ist:

Für Dampfmaschinen bis zu 25 Pferdestärken 70000 bis 110000 kgm
„ „ von 25 bis 100 „ 110000 bis 220000 „
„ „ „ 100 Pferdest. u. darüber 225000 bis 270000 kgm

Daraus ergiebt sich ein Kohlenverbrauch für je eine Stunde und Pferdestärke Nutzleistung von 2,5—4 kg für kleine, von 1,2—2,5 für mittlere und von 1,0—1,2 für grosse Pumpwerke. Für andere Flüssigkeiten als Wasser verhält sich der Kohlenverbrauch wie die spezifischen Gewichte. Für die Grösse der Dampfkessel ist es zweckmässig, für jede Pferdestärke Nutzleistung der Pumpen 2,0 bis 3,0 Quadratmeter Heizfläche anzunehmen.

Für kleine Pumpwerke wendet man eincylindrige Maschinen mit Expansion und 5—6 Atmosphären Dampfdruck an; für grosse Pumpwerke Verbundmaschinen mit zwei Cylindern, sowie mit Expansion und Kondensation mit 6 bis 8 Atmosphären Kesselüberdruck.

Bezüglich der Übertragung der Dampfkraft auf die Pumpen unterscheidet man zunächst Hubmaschinen, bei denen Dampf- und Pumpenkolben durch eine gemeinsame Kolbenstange bewegt werden; hierzu gehören die Worthingtonpumpen und die sogenannten Duplexpumpen. Statt dieser unmittelbaren Kolbenverbindung wendet man die Kuppelung der Dampfkolben- und Pumpenkolbenstangen an einer gemeinsamen Schwungradwelle an, um damit eine Ausgleichung der bei der Hubbewegung sich ergebenden toten Punkte zu bewirken. Die Hubmaschinen ohne Schwungrad fallen nicht so schwer aus als Schwungradmaschinen, erfordern daher auch nicht so starke Gründungen wie diese, sind auch billiger in der Anschaffung, haben aber einen grösseren Kohlenverbrauch, also grössere Betriebskosten als Schwungradmaschinen. Obwohl es im allgemeinen bezüglich grösster Ausnutzung vorteilhaft wäre, dem Dampfkolben eine grössere Geschwindigkeit zu geben, als sie für die Pumpenkolben wegen des stossfreien Ventilspieles zulässig ist, so zieht man es doch vor, die Kraftübertragung ohne Anwendung einer Übersetzung zu bewirken, so dass beide Kolben gleiche Geschwindigkeiten

Digitized by Google

haben. Liegende Pumpen gestatten die zweckmässige Anordnung der Achsen der Dampf- und Pumpencylinder in einer Wagerechten.

Ausserdem kommen noch andere mittelbare Kraftübertragungen vor, wie z. B. mittels Balanciers; diese Anordnung ist zwar teurer als die Schwungradmaschinen, bietet aber den Vorteil, dass man die Geschwindigkeit des Pumpenkolbens bequem in ein vorteilhaftes Verhältnis zu der Geschwindigkeit des Dampfkolbens bringen kann. Andere Mittel der Kraftübertragung sind noch: Rädervorgelege, Riemen- und Seilscheiben, Kunstkreuze, Winkelhebel u. dgl.

Der Nutzeffekt guter Dampfmaschinen ist im allgemeinen 80 % der vom Dampfe der Maschine zugeführten Arbeit; von dieser Nutzleistung werden jedoch nur etwa 90 % durch die Pumpen nutzbar gemacht und wenn die Kraftübertragung eine schwierige oder mangelhafte ist, dann ist die Nutzleistung der Pumpen auch noch eine geringere als 90 %. Im günstigsten Falle werden 72 % der Dampfleistung nutzbar gemacht, d. h. wenn die der Flüssigkeitsförderung entsprechende Nutzleistung 1 Pferdestärke beträgt, so muss die auf die Pumpen übertragene Arbeit $\frac{1,0}{0,90}$ und die auf die Maschine übertragene Dampfarbeit $\frac{1,0}{0,90 \cdot 0,80} = 1,4$ Pferdestärken betragen; bei weniger gut gebauten oder ungünstiger gelegenen und unterhaltenen Pumpwerken ist die Nutzleistung entsprechend noch geringer.

Der Bedarf an Speisewasser für die Dampfkessel ergiebt sich auch aus dem Kohlenbedarfe, indem 1 kg gute Steinkohle 7—8 kg Dampf liefert; die Spannung des Dampfes ist dabei von keinem Einfluss. Das Speisewasser beträgt daher für die Stunde und Pferdestärke

für kleine Dampfmaschinen bis 25 Pferdestärken mit stündlich 2,5—4 kg Kohlenverbrauch für jede Pferdestärke 20—32 Liter,

für mittlere Dampfmaschinen bis 100 Pferdestärken und 1,2—2,5 kg Kohlen 10—20 Liter,

für grosse Dampfmaschinen über 100 Pferdestärken und 1,0—1,2 kg Kohlen 8—10 Liter.

Digitized by Google

Für Maschinen mit Kondensation ist ausserdem noch für diese eine Wassermenge erforderlich, welche sich bei einer Wassertemperatur von 10° C. auf das 25—30fache des Speisewasserbedarfes beläuft.

Der Pumpenbetrieb durch Gasmotoren ist, besonders da, wo derselbe kein ständiger oder lange anhaltender, sondern nur ein zeitweiliger, oft unvorhergesehener ist, häufig vorteilhafter als der Dampfbetrieb, weil die Maschine nach Belieben in und ausser Betrieb gesetzt werden kann, ohne jeden Verlust an Kraft und ohne längere Zeit vorher anheizen und Dampf erzeugen zu müssen. Auch ist die Bedienung eine viel einfachere als bei Dampfmaschinen.

Für den Betrieb der Gasmotoren werden im allgemeinen 1 Raumteil Leuchtgas mit 6 Raumteilen atmosphärischer Luft gemischt und ist der Gasverbrauch für die Stunde und für eine Pferdekraft Nutzleistung des Motors

bei kleinen Motoren	1,2	cbm
„ mittleren „	1,0	„
„ grossen „	0,8	„

Nimmt man die Nutzleistung der Pumpen zu 90 % derjenigen des Motors, so erhält man den stündlichen Gasverbrauch für eine Pferdestärke ausgedrückt durch die Fördermenge der Flüssigkeit mit 1,333 — 1,111 und 0,90 cbm. Die Gasmotoren müssen zum Schutze gegen die Erhitzung während ihres Betriebes durch kaltes Wasser beständig gekühlt werden und ist der Bedarf an Kühlwasser für 1 Stunden-Pferdekraft Nutzleistung 35 bis 40 Liter Wasser von etwa 10 bis 12° Celsius.

Es werden liegende und stehende Gasmotoren gebaut; die stehenden haben das geringste Raumbedürfnis. Die Umdrehungszahl der Gasmotoren ist 130—200 in der Minute, weshalb bei Hubpumpen die Kraftübertragung immer in Verbindung mit einer entsprechenden Uebersetzung sein muss. Bei Kreiselpumpen ist jedoch eine unmittelbare Kraftübertragung möglich. Die Kraftübertragung wird gewöhnlich, wie bei den Dampfmaschinen mittels Riemen- oder Seilscheiben bewirkt.

Das für die Gasmotoren oben Erwähnte gilt auch für die *Petroleum-* und *Benzinmotoren.* Für 1 Stunde und 1 Pferdekraft Nutzleistung ist der Brennstoffverbrauch durchschnittlich

Digitized by Google

$^1/_2$ bis $^3/_4$ Liter bei grossen Motoren; bei kleinen von 1,0 bis 5 Pferdestärken sind 0,80 bis 1,0 Liter Brennstoff erforderlich. Der Kühlwasserverbrauch ist derselbe wie bei Gasmotoren. Benzin- und Petroleum-Motoren werden nur für kleinere Pumpwerke, etwa bis 10 Pferdestärken für Petroleum, bis 25 Pferdestärken für Benzin verwendet. Die Benzinmotoren besitzen wie die Gasmotoren jederzeit sofortige Betriebsbereitschaft, während die Petroleummotoren vor Inbetriebsetzung eine kurze Zeit am hinteren Cylinderdeckel vorgewärmt werden müssen, damit das in den Cylinder gelangende Steinöl an den angewärmten Flächen verdampft und ein entzündbares Gemenge ergiebt. Das Benzin gelangt nicht in flüssigem, sondern in gasförmigem Zustande in den Cylinder, zu welchem Zwecke ein besonderer Gaserzeuger mit dem Motor in Verbindung ist. Die Gaserzeugung wird in dem Benzinbehälter dadurch bewirkt, dass infolge des Ansaugens des Motors die über dem Benzin vorhandene Luftschicht verdünnt und dadurch Luft von aussen durch das leichtflüchtige Benzin getrieben wird, so dass dieses teilweise zerstäubt und verdampft. Die Entzündung erfolgt nicht durch eine offene Flamme, sondern auf magnetelektrische Weise, also völlig gefahrlos.

Die von dem Motor abziehenden Verbrennungsgase können durch den unter dem Boden des Gaserzeugers befindlichen Raum geleitet werden, teils um die Gaserzeugung zu beschleunigen, teils um gegen Abkühlung des Behälters in kalten Aufstellungsräumen zu schützen. Die Rohrleitung, welche die Benzindämpfe dem Motore zuführt, ist mit den erforderlichen Vorrichtungen versehen, welche ein Rückschlagen der Flamme nach dem Gaserzeuger oder die Fortpflanzung des Druckes einer Explosion verhindern. Der Preis des Benzins beträgt im allgemeinen 20—25 Mk. für 100 kg und da man in der Stunde für eine Pferdestärke 0,55—0,80 kg bedarf, so erhält man für 1 Kilogramm Benzin eine Leistung von 500000 bis 200000 Kilogrammmetern.

Für Petroleum, welches nicht den gleichen Preis wie Benzin hat, nämlich 16—18 Mk., ergiebt sich dieselbe Leistung; statt Benzin wird auch Benzol und statt Petroleum auch Solaröl verwendet.

Digitized by Google

Für grössere Leistungen als 10—12 Pferdestärken werden an Orten, wo Leuchtgas nicht bezogen werden kann, die Motoren zweckmässig mit Generator-Gas betrieben. Generator-Gas wird erhalten, indem man einen Strom atmosphärischer Luft mittels eines Strahles überhitzten Dampfes durch glühenden Koks oder Anthracit bläst, die abziehenden Gase reinigt und in einem Gasbehälter sammelt.

Für eine Pferdestärke des Motors ist der Verbrauch in der Stunde an Anthracit 0,6—0,8 kg und an Koks 0,8—1,0 kg, woraus sich eine Pumpenleistung von 250000—350000 Kilogrammmetern für Anthracitgas und von 190000—280000 Kilogrammmetern für Koksgas aus 1 kg dieser Brennstoffe ergiebt.

Mit 1 kg Steinkohlen erhält man durch Auspuffdampfmaschinen nur etwa 100000 Meterkilogramme. Durch Kondensationsmaschinen bis ungefähr 200000 Kilogrammmeter.

Für Städte, die im Besitze von Leuchtgasfabriken sind, ergeben sich aus dem Betriebe der Städt. Wasserwerke mittels Gasmotoren für diese Gasfabriken erhebliche Vorteile. Der grösste Gasverbrauch für den Pumpenbetrieb fällt nämlich gerade in diejenige Jahreszeit, welche den geringsten Bedarf an Leuchtgas hat, und umgekehrt zur Zeit des grössten Verbrauches an Leuchtgas, im Winter, bedürfen die Pumpen am wenigsten Kraftgas. Ferner fällt der Pumpenbetrieb hauptsächlich in die Tageszeit, der Leuchtgasverbrauch aber in die Nachtzeit, so dass der Pumpenbetrieb mit Leuchtgas auf die Gaserzeugung in günstiger Weise ausgleichend wirkt.

Zwei hervorragende Maschinenfabriken Deutschlands für den Bau von Gasmotoren, Benzin- und Petroleummotoren sind die Gasmotorenfabrik in Deutz bei Köln, und die Maschinenfabrik der Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover; beide haben es auch verstanden, ihren Motoren durch deren Verwendung zum Pumpenbetriebe eine grosse Verbreitung zu gewinnen und werde ich auf einzelne Leistungen derselben in dieser Hinsicht später noch zurückkommen.

Die Gebr. Körting haben ein Buch herausgegeben unter dem Titel „Der Nutzen der Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere im Dienste der Städte“, dem ich folgende Zu-

Digitized by Google

sammenstellung der Betriebskosten von Motoren mit verschiedenen Kraftquellen entnommen habe. Die Kosten sind für eine Stunde und eine Pferdestärke Nutzleistung berechnet und zwar einmal mit Zugrundlegung von 3000 Betriebsstunden, das andere Mal mit 1500 Betriebsstunden im Jahre; die Kosten sind in Pfennigen angegeben.

Tabelle VII.

	Bezeichnung der Kraftquelle	Dampfmaschinen								
		Eincylinder ohne Kondensation		Eincyl. mit Kondensation		Verbundmaschinen mit Kondensation			Drei-Cyl.-Masch.
		Pferdestärken-Nutzleistung							
		10	25	50	50	100	100	200	400	400
		Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.
Für 3000 jährl. Betriebsstunden	Gesättigter Dampf	14,39	10,12	7,64	6,52	5,6	4,85	4,01	3,72	3,22
	Überhitzter Dampf	12,29	7,99	6,05	6,13	5,04	4,51	3,70	3,18	—
	Leuchtgas	7,89	6,43	5,83		5,47		5,16	4,89	
	Generatorgas	9,52	5,59	4,17		3,21		2,78	2,46	
	Benzin	11,48	8,44	--		—		—	—	
Für 1500 jährl. Betriebsstunden	Gesättigter Dampf	19,21	13,32	10,05	8,81	7,53	6,68	5,51	5,04	4,44
	Überhitzter Dampf	16,95	10,99	8,32	8,49	6,96	6,36	5,21	4,46	—
	Leuchtgas	9,75	7,71	7,07		6,31		5,85	5,45	
	Generatorgas	12,54	7,56	5,85		4,46		3,79	3,31	
	Benzin	13,42	9,73	—		—		—	—	

Für obige Berechnung wurden folgende Grundpreise angenommen.

Für Kesselkohle 2 M. 100 kg, für Koks oder Anthracit 2 M. 30 Pf. 100 kg, Benzin 25 M. 100 kg, für Leuchtgas 10 Pf. der Kubikmeter.

Aus dieser Zusammenstellung geht klar hervor, dass die Gasmotoren sehr gut in Wettbewerb treten können mit den Dampfmaschinen.

Für kleine Pumpen werden die Gasmotoren freistehend oder als Wandmaschine mit der Pumpe zusammengebaut; die liegenden Gasmotoren werden bis zu 150 Pferdestärken eincylindrig, bis zu 300 Pferdestärken aber zweicylindrig hergestellt.

Digitized by Google

Dem obenerwähnten Buche über Verbrennungskraftmaschinen von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover entnehme ich die Zahlenangaben und anderes Wesentliche über Pumpwerke, welche von der genannten Firma in den letztverflossenen Jahren ausgeführt wurden.

Das Wasserwerk der Stadt Emden. Die Pumpen mit einem Tauchkolben in zwei Cylindern, durch freiliegende Stopfbüchsen laufend, werden von Benzinmotoren betrieben für eine Fördermenge von 25 Stundenkubikmeter auf 80 m Förderhöhe. Bei 150 mm Kolbendurchmesser und 250 mm Kolbenhub haben die Pumpen 50 minutliche Umdrehungen. Bei den Probeversuchen wurden für 1 Liter Benzinverbrauch

mit einer Pumpe 5,7 cbm Förderung = 456 000 kgm
„ zwei Pumpen 4,746 „ „ = 380 000 „

erzielt. Die Leistung ist beim Betriebe von zwei Pumpen geringer als bei dem von einer Pumpe, weil bei doppelt starker Förderung in der 12 Kilometer langen Druckleitung die Widerstandshöhe erheblich grösser ist.

Für das Wasserwerk der Stadt Grünberg in Oberhessen wurde ein 8 PS Benzinmotor mit einfach wirkender Zwillingspumpe aufgestellt, welche 14,66 cbm Wasser auf 73,0 m Förderhöhe hebt, bei 1 Liter Benzinverbrauch, also 400 339 kgm.

Wasserwerk des Zoologischen Gartens in Hannover mit 30 PS. Gasmotor und zwei Pumpen von je 60 Stundenkubikmeter; die Zwillingspumpe schafft das Wasser aus dem Brunnen in die Enteisenungsanlage, die Drillingspumpe drückt das eisenfreie Wasser unmittelbar in die Rohrleitung des Gartens, die einen grossen Springbrunnen unterhält. Der Gasmotor wird von Kraft- oder Generatorgas gespeist und wurde bei dem Versuche festgestellt für 1 Stunden-Pferdest. 0,50 kg Koksverbrauch.

Das Wasserwerk der Stadt Jena besteht aus 2 vollständigen Pumpenanlagen für eine Leistung von 75 Stundenkubikmeter auf 67,5 m Förderhöhe. Die Gasmotoren sind 25 pferdige und werden mit Leuchtgas betrieben; die zugehörigen Pumpen haben Zwillingsanordnung. Die Versuche ergaben die geleistete Arbeit mit 1 cbm Leuchtgas aus der Städtischen Gasfabrik zu durchschnittlich 432 000 Kilogrammmeter und umgerechnet auf

Digitized by Google

Leuchtgas von 5000 Wärmeeinheiten im Kubikmeter Gas und bei 0° Temperatur, sowie 760 mm Barometerstand eine Leistung von 489 000 Kilogrammmeter.

Das Wasserwerk der Stadt Alzey in Hessen besteht aus 2 Stück 30 pferdigen Gasmotoren, die mit einer Kraftgasanlage verbunden sind, und ferner aus zwei liegenden, einfach wirkenden Zwillingstauchkolbenpumpen von 140 mm Kolbendurchmesser und 300 mm Hub. Bei 72 Umdrehungen fördern die Pumpen 11,78 Sekundenliter, bei 52 Umdrehungen 8,40 Sekundenliter, wobei die Maschine 0,56 kg Brennstoff für 1 Stundenpferdestärke verbrauchte. Der Brennstoff des Generatorgases besteht zu $^2/_3$ aus Hüttenkoks und $^1/_3$ aus Anthracit.

Das Pumpwerk für die Stadtkanalisation Hannover besteht aus einer Centrifugalpumpe von 1320 Kubikmeter stündlicher Leistung, betrieben durch eine Gasmaschine von 40 PS., welche mit Kraftgas gespeist wird; ferner drei 20 pferd. Gasmaschinen mit je einer Centrifugalpumpe von 660 Stundenkubikmeter Leistung durch Leuchtgas betrieben. Bei der 40 pferdigen Maschine ergab sich ein Koksverbrauch von 0,78 kg für 1 Stunden-Pferdestärke.

Das Pumpwerk für die Kanalisation der Stadt Kottbus besteht aus 3 Gasmotoren von je 50 PS. welche durch Kraftgas betrieben werden. Zwei derselben treiben je eine Kreiselpumpe von 12 Minutenkubikmeter Leistung, der dritte hat ausser dem Betriebe einer Centrifugalpumpe von 4,8 Kubikmeter in der Minute noch 18 PS. an eine Transmission für eine Kläranlage abzugeben.

Das Pumpwerk für die Kanalisation der Stadt Königsberg besteht aus einem 4 pferdigen stehenden Gasmotor und einem Elektromotor, welche beide je eine Kreiselpumpe von 1,2 Kubikmeter in der Minute betreiben. Elektromotor und Pumpe sind unmittelbar gekuppelt. Steigt das Wasser in die zu entleerenden Räume, so rückt der Elektromotor selbstthätig ein und die Pumpe fördert so lange bis der Wasserstand wieder gesunken ist, worauf die Ausschaltung ebenso selbstthätig erfolgt. Infolge der gelungenen Ausführung dieses kleinen Probepumpwerkes hat die Stadt Königsberg den Gebr. Körting die Aufstellung

Digitized by Google

von zwei grossen Entwässerungspumpwerken übertragen, bestehend aus

5 Gasmotoren mit 80 PS. Normalleistung,
3 „ „ 50 „ „
3 Kolbenpumpen mit einer Gesamtfördermenge von stündlich 1 620 000 Liter,
7 Centrifugalpumpen zur Bewältigung der Regenmengen mit zusammen stündlich 21 600 000 Liter.

Die Kolbenpumpen besitzen gesteuerte Riedler'sche Ventile.

Auch die Gasmotorenfabrik Köln-Deutz hat schon eine grosse Reihe Pumpen mit Gasmotorenbetrieb zur Ausführung gebracht, wie aus nachfolgender Aufzählung solcher Werke hervorgeht.

Das Wasserwerk der Stadt Fürth ist für einen grössten täglichen Wasserbedarf von 7000 cbm angelegt, die von drei Pumpmaschinen gefördert werden. Die 40 pferdigen Zwillingsmotoren laufen mit 130 Umdrehungen in der Minute. Die stehenden, einfach wirkenden Plungerpumpen haben einen Kolbendurchmesser von 330 mm, einen Kolbenhub von 520 mm und 30 Minutenumdrehungen, und sind mit federbelasteten Messingringventilen ausgerüstet. Das Pumpwerk wurde im Jahre 1887 erbaut, ist also älterer Konstruktion und seine Leistung nicht sehr günstig, denn diese beträgt nur 248 475 Kilogrammmeter für 1 cbm Gas, und die Gesamtkosten für 1 cbm gefördertes Wasser betragen 1,729 Pfennige bei einem Gaspreise von 6 Pfennig der Kubikmeter. Siehe Aufrisszeichnung Fig. 20.

Wasserwerk Koblenz für einen grössten Wasserverbrauch von 5000 cbm täglich. In der Mitte des Maschinenraumes befindet sich der Pumpenschacht von 6 m lichtem Durchmesser und um denselben herum sind, unter 120° gegen einander versetzt, die drei Maschinenanlagen gruppiert. Die drei 40 pferd. Zwillingsmotoren machen 140 Umdrehungen in der Minute, treiben mittels Zahnradvorgelege die senkrecht stehenden, einfach wirkenden Tauchkolbenzwillingspumpen. Die Pumpenkolben haben 260 mm Durchmesser mit 800 mm Hub und 25 Kolbenspiele in der Minute bei einer Gesamtförderhöhe von 58,0 m. Die Pumpenventile haben Lederdichtung auf guss-

Digitized by Google

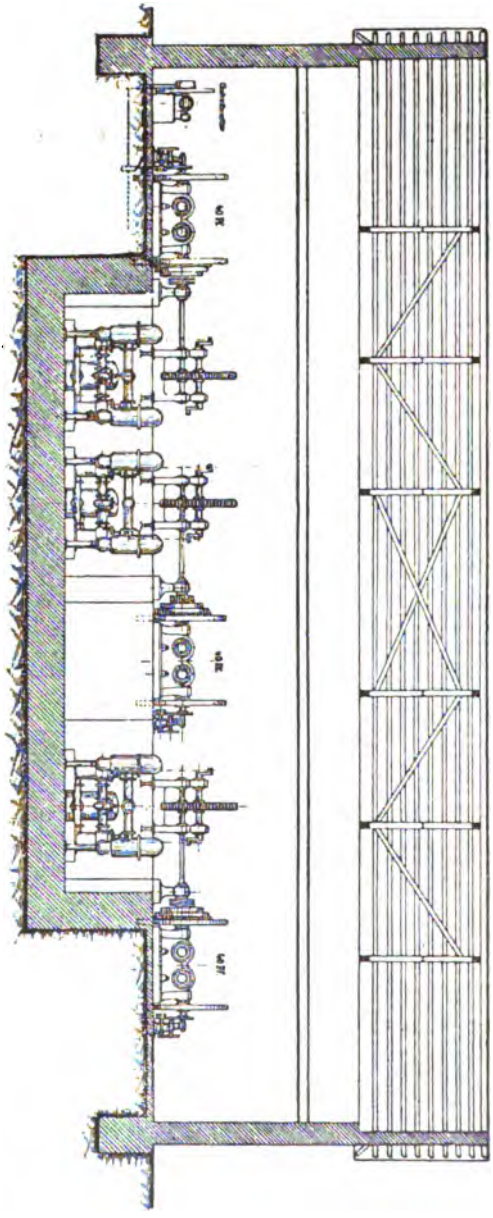


Fig. 20.

Digitized by Google

eisernen Sitzen und bestehen aus drei Ringflächen. Die Lage der einzelnen Pumpmaschinen zu einander ist aus der Grundrisszeichnung Fig. 21 ersichtlich.

Das Wasserwerk Treuen ist für eine stündliche Leistung von 48 cbm Wasser, die auf 87,5 m zu heben sind, angelegt; es besteht aus zwei Pumpmaschinen mit je einem 10 pferdigen,

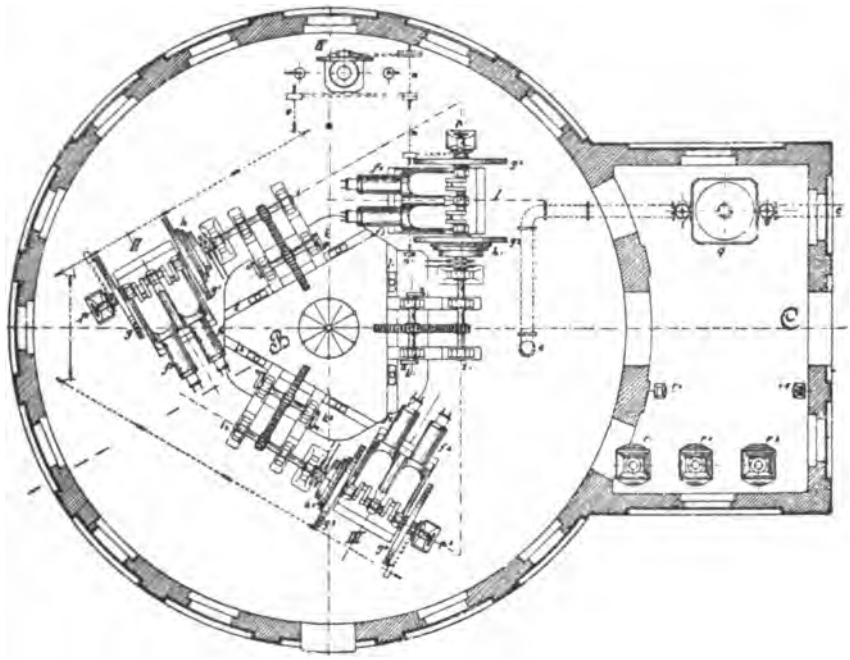


Fig. 21.

liegenden, eincylindrigen Motor und einer Zwillingspumpe mit Tauchkolben, einfach wirkend. Der Kolbendurchmesser ist 115 mm, der Hub 300 mm. Die Ventile sind federbelastete Rotgussventile mit gusseisernen Sitzen und zwei Ringen.

Das Wasserwerk Göttingen hat ein Pumpwerk, welches zur Unterstützung der in ihrer Leistung nicht mehr ausreichenden Quellwasserleitung dient. Im Jahre 1892 wurde zunächst ein 10 pferdiger Gasmotor mit einer einfach wirkenden Drillingspumpe von 30 cbm stündlicher Wasserlieferung aufgestellt,

Digitized by Google

später wurde noch ein 12 pferdiger Motor und eine Drillingspumpe von 56,4 cbm stündlich hinzugefügt. Die Pumpenkolben haben einen Hub von 300 mm bei 75 Umdrehungen in der Minute, während die Motoren 180 machen. Mit 1 cbm Gas werden durchschnittlich 253 000 Kilogrammmeter geleistet, demnach bei einer manometrischen Förderhöhe von 47,0 m mit 1 cbm Gas 5,4 cbm Wasser gehoben. Das Gas kostet 12 Pfennig der cbm, also 1 cbm gehobenes Wasser 2,22 Pfennige.

Das Wasserwerk Meissen wurde hauptsächlich deshalb mit Gasmotoren statt mit Dampfmaschinen versehen, weil das Pumpwerk in unmittelbarer Nähe des Parkes Siebeneichen gelegen ist und der Parkbesitzer Einspruch erhob gegen jede Anlage, die mit Rauch- und Russbelästigung verbunden sei, und ein störendes Geräusch verursache.

Es kamen zur Aufstellung drei Gasmotoren mit drei Pumpen von je 100 cbm stündlicher Wasserlieferung auf 96 m Höhe. Die Kraftübertragung von den 50 pferdigen Motoren auf die Pumpen erfolgt durch Baumwollseile von 45 mm Durchmesser, und zwar durch zwei Seilscheiben unmittelbar von der Kraftwelle auf die Arbeitswelle. Diese unmittelbare Übertragung wurde möglich durch Anwendung von einfach wirkenden Drillingspumpen, deren Kurbeln um 120° gegeneinander verstellt sind, sowie durch Verwendung von zweicylindrigen Motoren. Die Motoren machen 150, die Pumpen 75 Umdrehungen in der Minute. Die Tauchkolben der Pumpen haben 160 mm Durchmesser und 400 mm Hub. Die Ventile sind zweiringige Rotgussventile mit regelbarer Federbelastung und gusseisernen Sitzen. Unter den Saugventilen befindet sich ein Saugwindkasten und über den Druckventilen grosse Druckhauben als Windkessel; ausserdem haben die Pumpen einen gemeinschaftlichen gusseisernen Hauptsaugwindkessel und einen schmiedeeisernen Hauptdruckwindkessel. Für die Bedienung des Pumpwerkes genügt ein Mann.

Bei der Abnahmeprüfung ergaben die Pumpen eine räumliche Nutzleistung von 100 % und für 1 cbm Gasverbrauch eine Leistung von 313 790 Kilogrammmeter bis 341 285 Kilogrammmeter oder im Mittel 322 766 Kilogrammmeter bei 90,295 m Förderhöhe; 1 cbm Gas hebt demnach 3,57 cbm Wasser und

Digitized by Google

bei einem Gaspreise von 7,2 Pfennigen der cbm kostet 1 cbm Wasser für Gas 2,0 Pfennige.

Für das Wasserwerk Konstanz wurde ein Gasmotor, eincylindrig, mit Ventilsteuerung und 23 Pferdestärken aufgestellt, der 120 bis 160 Umdrehungen machen kann. Die Tauchkolben der Pumpen haben 220 mm Durchmesser und 300 mm Hub mit 75 Umdrehungen in der Minute. Bei 29,0 m Förderhöhe ergaben die Garantieversuche eine Leistung von 334000 Kilogrammmeter für 1 cbm Konstanzer Leuchtgas, oder 11,5 cbm gehobenes Wasser für 1 cbm.

Das Wasserwerk Wolfenbüttel hat ein Pumpwerk bestehend aus zwei wagerechten, eincylindrigen Motoren und zwei senkrechten Drillingspumpen, die so angeordnet sind, dass jede der beiden Drillingspumpen mit einem der beiden Motoren verbunden werden kann. Jede Pumpe fördert stündlich 100 cbm Wasser auf 45 m Höhe. Die Tauchkolben haben 185 mm Durchmesser, 300 mm Hub und machen 75 Doppelhübe in der Minute. Die Motoren haben je 25 Pferdestärken bei 170 Minutenumdrehungen.

Das Wasserwerk Münster i. W. erhielt wegen zu grosser Entfernung des Pumpwerkes vom Gaswerke, Generatorgasmaschine. Zwei Motoren von je 30 Pferdestärken und 140 Umdrehungen in der Minute betreiben 2 Tauchkolbenpumpen mit 250 mm Kolbendurchmesser und 700 mm Hub. Jedes Pumpwerk fördert 1900 Liter Wasser unter 54 m manometrischem Druck bei 30 Doppelhüben in der Minute. Die Bedienung des Generatorgasapparates und der Pumpwerke erfordert zusammen nur einen Mann.

Mit 1 Kilogramm Brennmaterial wurde eine Leistung von 228000 Kilogrammmeter erzielt, oder 4,22 cbm Wasser gehoben, und die Kosten des Brennmaterials für 1 cbm gehobenen Wassers betrugen 0,52 Pfennige, bei einem Anthracitpreise von 23,7 Mk. und einem Kokspreise von 18 Mk. für 1000 kg. Das angewendete Mengeverhältnis des Brennmaterials ist 1 Teil Koks und $2\frac{1}{2}$ Teile Anthracit.

Das Wasserwerk der Stadt Rothenburg a. T. besteht aus zwei wagerecht liegenden Pumpen, die von zwei liegenden Benzin-

Digitized by Google

motoren von 8 PS. mit einem Cylinder und 180 Umdrehungen betrieben werden. Die Tauchkolben der Pumpen haben 110 mm Durchmesser und 300 mm Hub und liefern mit 70 Kolbenspielen in der Minute und mit 90 m Förderhöhe 22 cbm Wasser in der Stunde.

Die Leistung der Pumpen ergab sich für 1 Liter Benzin zu 342300 Kilogrammmetern oder 1 kg Benzin mit dem spezif. Gewichte von 0,7 ergab 489000 Kilogrammmeter und bei einem Benzinpreise von 25 Mk. für 100 kg kostet 1 cbm gehobenes Wasser 5,5 Pfennige für Benzin.

Das kleine Wasserwerk für Hohenstein besitzt einen Petroleum-Motor von sechs Pferdestärken mit 200 Umdrehungen in der Minute, der Tauchkolben der Pumpe hat 125 mm Durchmesser, einen Hub von 300 mm und macht 75 Umdrehungen in der Minute. Mit 3713 kg Petroleum wurden 42210 cbm Wasser auf eine manometrische Druckhöhe von 46 m gefördert, demnach eine Leistung für 1 kg Petroleum von 523000 Kilogrammmetern; die Gesamtbetriebskosten betragen für 1 cbm Wasser 3,54 Pfennige.

Wasserwerk Nierstein. Die Pumpe steht in einem gemauerten Schachte von 7,5 m Tiefe, an welchen der 600 mm weite Rohrbrunnen anschliesst. Auf gemauertem Sockel der Schachtsohle sind zwei einfach wirkende, senkrechte Tauchkolbenpumpen aufgestellt, die mittels eines Gestänges von einem Vorgelege betrieben werden. Unter den Saugventilen befinden sich kleine Windkessel mit welchen die 80 mm weite Saugrohrleitung verbunden ist. Über den Druckventilen sind Windhauben angebracht, von denen die Druckleitung nach dem Hauptwindkessel führt. Zwischen Windkessel und Pumpe ist eine Rückschlagklappe eingeschaltet. Die Tauch- oder Mönchskolben haben 160 mm Durchmesser und 230 mm Hub und die Pumpen liefern bei 30 Umdrehungen in der Minute 15 cbm Wasser stündlich mit 44 m Förderhöhe.

Der liegende Petroleum-Motor von 4 PS. macht 210 Umdrehungen in der Minute; er treibt mittels Riemen auf die Vorgelegewelle.

Der Brunnenschacht befindet sich mit dem Motor im Pumpenhäuschen; die ganze Anlage beansprucht nur einen Raum von

Digitized by Google

7,5 m Länge und 5,5 m Breite einschliesslich des Raumes für Lagerung der Petroleumfässer.

In Fig. 22 ist ein Aufriss des Pumpwerks mit Maschinenhaus, Schacht und Bohrröhre dargestellt.

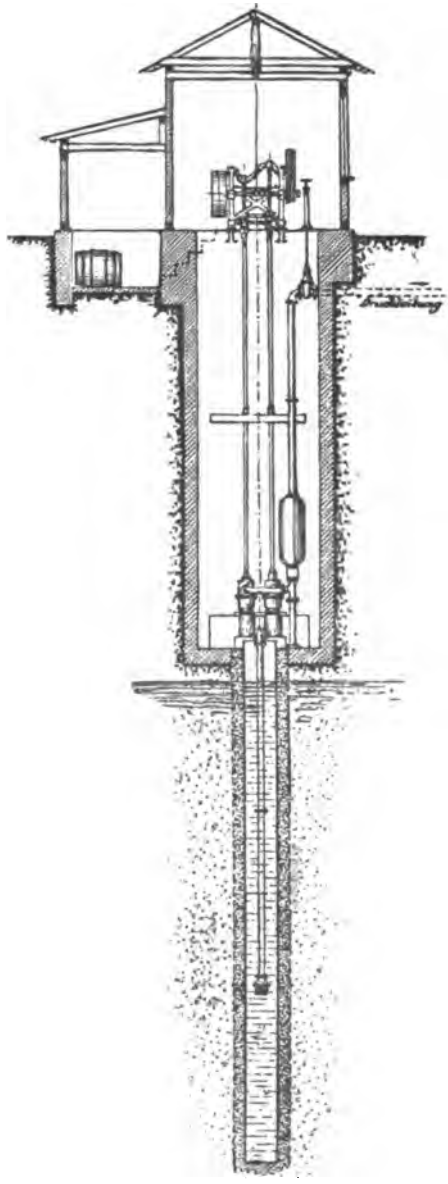


Fig. 22.

Die im Vorhergehenden aufgeführten Pumpwerke sind nur einzelne Beispiele aus der grossen Reihe von Pumpwerken, welche von den beiden Firmen Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover und der Gasmotorenfabrik Köln-Deutz bis jetzt hergestellt wurden; eine weitere Ausbreitung der Gasmotoren im Gebiete der Wasserförderung ist für die Zukunft zu erwarten, besonders für Pumpenbetriebe, die mit Unterbrechung arbeiten und sofortige, jederzeitige Betriebsbereitschaft, wie bei Kanalisations-Pumpwerken zum Schutze gegen Ueberflutungen, eine wesentliche Bedingung ist. Für kleine Pumpen-Anlagen kommt ferner noch das geringe Bedürfnis der Gasmotoren an Aufstellungsraum und Bedienungspersonal in Betracht.

Digitized by Google

Die Gasmotorenfabrik Köln-Deutz hat als älteste Spezialfabrik vom Jahre 1881—1895 hergestellt 84 Pumpwerke mit Gasmotorenbetrieb, welche eine Gesamtleistung von 1756 oder eine durchschnittliche Leistung von 21 Pferdestärken besitzen. Die grösste Leistung eines dieser Motoren beträgt 160 Pferdestärken, die kleinste 3 Pferdestärken.

Bezüglich der allgemeinen Anordnung der Pumpen für Gasmotorenbetrieb ergiebt sich nach den bisherigen Erfahrungen Folgendes:

Zum Betriebe von kleinen Pumpen werden Motor und Pumpe auf gemeinsamer Fundamentplatte vereinigt, wenn der Aufstellungsort nicht mehr als 5—6 m höher als der niederste Saugwasserspiegel liegt, und werden in diesem Falle Tauchkolbenpumpen verwendet. Für grössere Wassermengen als 12 cbm in der Stunde, oder, wenn der Motor ausser zum Pumpenbetriebe auch noch zu anderen Zwecken benutzt werden soll, empfehlen sich liegende, doppeltwirkende Pumpen mit Scheibenkolben. Liegt der Saugwasserspiegel nicht mehr als 6,0 m unter der Maschinenhaussohle, so werden Motor und Pumpe in gleicher Höhe aufgestellt und von der Riemscheibe des Motors entweder unmittelbar oder mittels Transmission auf die Scheibe der Pumpe betrieben. Liegt der Saugwasserspiegel bis etwa 10,0 m unter der Maschinenhaussohle, so kann die Pumpe auch noch unmittelbar vom Motor angetrieben werden, nur müssen dann die Pumpen in einem kleinen Schachte, wie Fig. 65 (S. 125) etwa 3—4 m tiefer als der Motor aufgestellt werden. Liegt der Saugwasserspiegel 10,0 m tiefer als die Flur, so wird eine Tiefbrunnen-Pumpenanlage erforderlich. (S. Fig. 22 und 66, S. 65 und 126.)

Bei Förderhöhen über 30 m werden gewöhnlich Pumpen mit Tauchkolben verwendet, bei kleinen wie bei grossen Fördermengen; für letztere eignen sich besonders die Zwillings- und Drillingspumpen in liegender oder stehender Anordnung.

Eine wesentliche Verbesserung erfuhren die Gasmotoren durch Einführung der Präzisionssteuerung, indem ein Mischventil das brennbare Gasgemisch stets in derjenigen Zusammensetzung in die Maschine gelangen lässt, welche die günstigste Verbrennung gewährleistet, während ein Drosselventil die

Digitized by Google

Menge des Gasgemisches, dem Kraftbedürfnis entsprechend, regelt.

Statt der offenen Zündflamme, wird jetzt allgemein für kleine Motoren ein Glühzünder angewendet, der aus einem Porzellanhütchen besteht, das von aussen erwärmt wird. Bei grösseren sind elektromagnetische Zündgeräte in Gebrauch.

Um grössere Maschinen in Gang zu setzen, benützt man Vorrichtungen, bestehend in einer Luftpumpe, welche Luft in einen Windkessel presst. Diese Pressluft wird mittels eines Ventils hinter den Kolben des Motors geleitet und dadurch derselbe in Bewegung gesetzt. In neuerer Zeit bauen die Gebr. Körting auch Spiritusmotoren, die vollständige Verbrennung des verwendeten Spiritus sichern, daher die Maschinen geruchlos und sparsam arbeiten. Die Zündung ist bei den Spiritus-Motoren eine ausschliesslich elektrische.

Tabelle VIII.

Maasse, Leistungen und Preise von stehenden Gasmotoren durch Excenterantrieb unmittelbar gekuppelt mit Tauchkolbenpumpe.

Leistung in Pferdestärken (Maschinengrösse)	1/2	1	2
Geförderte Wassermenge in der Stunde cbm bei etwa 30 m Förderhöhe	3	6	12
Stehende Motoren.			
Umdrehungen des Motors	200	200	200
Lichtweite der Saug- und Druckleitung in mm	50	65	80
Ungef. Gewicht des Motors mit Pumpe einschl. Saug- und Druckwindkessel in kg	770	1000	1200
Preis des Gasmotors mit Pumpe, Saug- und Druckwindkessel Mk. . . .	1275	1525	2025
Liegende Motoren mit Tauchkolbenpumpe.			
Umdrehungen des Motors	—	220	220
Ungefähres Gewicht wie oben . . .	—	1200	1400
Preis des Gasmotors Mk.	—	1600	2075
Preis des Benzinmotors Mk.	—	1800	2300
Preis des Benzinapparates Mk. . . .	—	300	300
Preis des Petroleummotors Mk. . .	—	1925	2425

Digitized by Google

Die angestellten Versuche ergaben einen Spiritusverbrauch von 0,42 Kilogramm für eine Pferdekraft-Stunde, wobei der Spiritus 86prozentig war. Bei einem Gemisch von $^1/_5$ Benzol mit $^4/_5$ Spiritus von 86 % war dieser Verbrauch 0,37 kg.

Nachstehend folgen noch einige Preisangaben für Pumpen mit Gasmotoren, die den Katalog der Deutzer Motorenfabrik entnommen sind.

Tabelle IX.

Maasse, Leistungen und Preise für liegende doppelt wirkende Pumpen mit Scheibenkolben, sowie der zugehörigen Gasmotoren.

Pferdestärke bei 30 m Förderhöhe (Maschinengrösse)	1	1	2	3	4	8
Wasserförderung in der Stunde cbm bei 30 m Förderhöhe	5,5	7,5	12	15	26	40
Cylinderdurchm. d. Pumpe mm	75	75	100	100	125	150
Kolbenhub der Pumpe mm . .	100	150	150	200	250	300
Durchmesser des Saug- und Druckrohrs	40	50	60	70	80	100
Umdrehungen der Pumpenwelle in der Minute	120	110	100	90	80	70
Ungefähres Gewicht, der Pumpe kg	350	400	530	580	850	1150
Preis d. vollständigen Pumpe m. Saug- und Druckwindkessel	550	675	800	950	1225	1550
Umdrehungen des Motors in der Minute	250	250	250	250	240	220
Ungef. Gewicht des Motors kg	570	670	820	1050	1330	2450
Preis des Motors mit Zubehör	1400	1700	1700	2000	2400	3600

Für kleine Betriebskräfte werden auch Heissluft-Motoren mit Vorteil verwendet, wie z. B. für die Wasserversorgung von Villen, Gutshöfen, Gärtnereien u. s. w.; sie gestatten die Verwendung beliebigen Feuerungsmateriales und erfordern kein technisch geübtes Bedienungspersonal. Für Saughöhen von nicht mehr als 6 bis 7 m werden Motor und Pumpe unmittelbar zusammengebaut; für grössere Saughöhen werden beide getrennt und die Pumpe im Brunnenschachte aufgestellt, so dass sie möglichst geringe Saughöhe hat. Weise & Monski in Halle a. S.,

Digitized by Google

sowie Hammelrath & Schwenzer in Düsseldorf liefern derartige Heissluftpumpmaschinen. Die folgende Tabelle X enthält die hauptsächlichsten Angaben darüber.

Tabelle X.

Maasse, Leistungen und Preise der Heissluft-Kraftmaschinen von Weise & Monski.

Benennungen	Pferdestärken						
	1/3	1/2	2/3	1	1 1/4	1 3/4	2 1/2
Grundfläche { Länge mm	640	860	1060	1160	1350	1400	1400
Grundfläche { Breite mm	390	620	650	725	780	820	820
Umdrehungen in der Minute	140	140	120	120	120	110	110
Ungefährer Verbrauch von Gaskoks in 10 Stunden kg	20	30	40	50	60	70	80
Preis der Maschine einschl. Regulator und Kühlpumpe in Mk.	600	800	950	1100	1300	1500	1750
Preis einer Heissluft-Pumpmaschine mit doppelt wirkender Pumpe, Saug- und Druckwindkessel	775	900	1125	1275	1475	1675	1850
Kosten des Brennmaterials für eine Perdekraft-Stunde in Pfennigen .	13,8	13,8	13,8	11,5	11,0	9	8

Die Brennmaterialkosten betragen demnach für Heissluftmaschinen nicht mehr als für Gas- oder Petroleummotoren.

Dem Pumpenbetriebe stehen zur Zeit schon eine grosse Reihe von Gasmotoren zur Verfügung, welche je nach den besonderen Betriebsverhältnissen eine sehr günstige Nutzleistung ergeben, so dass sie jeder anderen Betriebskraft vorzuziehen sind; den ersten Rang unter den Gasmotoren nehmen in dieser Hinsicht die Motoren ein, welche mit Leuchtgas aus Städtischen Gaswerken betrieben werden. Wenn man zurückblickt auf die Entwickelung des Gasmotorenbaues von seinen bescheidenen Anfängen bis zur heutigen Vervollkommnung und ausgedehnten Verwendung der Motoren, so kann man sicher auch für die Zukunft erheblichen Fortschritten entgegensehen; eine vermehrte Benutzung der Gasmotoren für Pumpenbetrieb ist um so eher zu erwarten, weil das beständige Streben nach Herstellung schnelllaufender Pumpen jetzt schon sehr günstige Erfolge zu

Digitized by Google

verzeichnen hat. Je mehr sich die zulässige Kolbenspielzahl der Pumpen der günstigen Umdrehungszahl der Motoren nähert, desto günstiger gestaltet sich die Leistung der letztgenannten, indem die Kraftübertragung auf die Pumpen dadurch möglichst vereinfacht wird. Der Zeitpunkt, wo ein unmittelbarer Antrieb der Pumpen, ohne Übersetzungsverhältnis möglich sein wird, ist nicht mehr ferne. Die Benutzung von Elektromotoren zum Pumpenbetriebe ist in dieser Richtung sehr förderlich.

Für den Pumpenbetrieb wird ferner auch die *Windkraft* benutzt in Landschaften, wo im allgemeinen eine lebhafte Luftbewegung vorhanden ist mit durchschnittlicher Windgeschwindigkeit von 4,5 m. Die Aufstellung der Windräder mittels Gerüsten erfolgt gewöhnlich auf einem hochgelegenen Orte und 8—10 m über der Bodenfläche. Das Windrad ist in eine innere Kreisfläche von $^1/_3$ Durchmesser des Rades und in den sich anschliessenden äusseren, ringförmigen Teil zerlegt; der letztere hat demnach eine Breite von $^1/_3$ Raddurchmesser und ist jalousieartig durch schmale, eingesetzte Brettchen gestaltet. Die Windräder versagen den Dienst nicht nur bei zu schwachem Winde, sondern auch bei zu starkem und ist diese Unverlässigkeit die Veranlassung, dass Pumpen mit Windbetrieb immer mit Sammelbehältern versehen sein müssen, welche für die Zeit des Stillstandes den nötigen Vorrat enthalten. Die Grösse der Raddurchmesser schwankt zwischen 2,5 und 18 m; die Nutzleistung in der Sekunde und in Kilogrammmetern ist

$$Kn = z \cdot F \cdot S^3,$$

worin z eine Erfahrungszahl, F die windfangende, d. h. die Gesamtfläche des Rades in Quadratmeter, S die Windgeschwindigkeit in Metern bezeichnet; z ist im Mittel $= 0{,}011$. Für eine Windgeschwindigkeit von 4,5 m, und $F = 0{,}7\ D^2$, wenn D der Raddurchmesser,

$$\text{ist } Kn = 0{,}011 \cdot 0{,}7 \cdot D^2 \cdot 91{,}125 = 0{,}7\ D^2 \text{ und}$$

$$D = 1{,}2 \cdot \sqrt{Kn}; \qquad Kn = \frac{D^2}{1{,}44}$$

Ist die Nutzleistung nicht wie oben in Kilogrammmeter, sondern in Pferdestärken ausgedrückt, dann ist

Digitized by Google

$$D = 1{,}2\sqrt{75 \cdot Kn} = 10{,}4\sqrt{Kn}$$

$$Kn = \frac{D^2}{108} \text{ für } S = 4{,}5 \text{ m.}$$

Daraus ergiebt sich für ein Windrad von 5,0 m Durchmesser bei 4,5 m Windgeschwindigkeit eine Leistung von $\frac{25}{108} = 0{,}23$ Pferdestärken; bei einem Raddurchmesser von 18,0 m würde mit derselben Windgeschwindigkeit die Leistung 3 Pferdestärken betragen. Da im Durchschnitte auf eine erheblich grössere Windgeschwindigkeit in Deutschland nicht zu rechnen ist, so kann man von den Windrädern eine grosse Kraftleistung nicht erwarten und kann man deren Verwendung zum Pumpenbetriebe nur für kleine Leistungen in Aussicht nehmen.

Die Stadt Greifswald fördert durch ein Windrad von 12,2 m Durchmesser bei einer durchschnittlichen Windgeschwindigkeit von 4,3 m eine stündliche Wassermenge von 162 cbm auf 6,0 m Höhe. An dem Gestänge, das die drehende Bewegung des Windrades auf die Pumpen überträgt, sind 4 doppelt wirkende Saug- und Druckpumpen gekuppelt, von 250 mm Cylinderdurchmesser und 500 mm Kolbenhub. Die Kurbelschleifen der einzelnen Pumpen sind um 90° gegeneinander versetzt, wodurch eine sehr gleichmässige Inanspruchnahme des Windrades und Wasserförderung erreicht wird.

Ein anderes Beispiel des Pumpenbetriebes mittels Windrad ist in dem Abschnitte über Membranpumpen auf S. 226 angeführt.

Für die Wasserversorgung von Emden kam ein Windmotor zur Aufstellung auf einem Stahlgerüste von 20,0 m Höhe; das Windrad hat einen Durchmesser von 12,0 m. Der Motor betreibt 4 doppelt wirkende Saug- und Druckpumpen mit Tauchkolben von 150 mm Durchmesser, 250 mm Hub und bis zu 50 Kolbenspielen in der Minute. Die Pumpen sollen 50 cbm Wasser in der Stunde durch eine sehr lange Druckleitung auf 40 m Höhe fördern. Für die windstille Zeit, die man zu 2 Monate annimmt, sind 2 Petroleummotoren von je 10 Pferdestärken aufgestellt.

Digitized by Google

Die Verwendung von Elektromotoren zum Antriebe von Pumpen kommt jetzt immer mehr in Aufnahme, je mehr die Vervollkommnung der Pumpen eine hohe Kolbenspielzahl derselben zulässt, besonders da, wo die Centrale der elektrischen Kraft von der Pumpenaufstellung nicht sehr entfernt liegt. Der Kraftverlust von der Centrale zu den Pumpenmotoren wird jedoch teilweise dadurch aufgewogen, dass eine Kraftanlage bei den Pumpen nicht erforderlich wird.

Zur Bestimmung der Spannung, Stromstärke und Leistung der Elektrizität sind folgende Einheiten festgesetzt:

1 Ohm ist gleich dem Widerstande einer Quecksilbersäule von der Temperatur des schmelzenden Eises, deren Höhe = 1063 mm und deren Querschnitt 1 qmm ist; ihr Gewicht ist 14,4521 g.

1 Ampère ist die Einheit der Stromstärke, deren Mass dadurch bestimmt ist, dass ein Ampère imstande sein muss, bei dem Durchgange durch eine wässerige Lösung von Silbernitrat in einer Sekunde 0,001118 g Silber niederzuschlagen.

1 Volt ist gleich der Kraft, welche in einem elektrischen Leiter, dessen Widerstand = 1 Ohm ist, eine Stromstärke von 1 Ampère erzeugt.

Die Elektrizitätsmenge in einer Sekunde und mit einer Stromstärke von 1 Ampère bezeichnet man als Ampère-Sekunde.

Die Leistung eines Ampère in einem Leiter von 1 Volt Endspannung heisst Watt.

Die Arbeit von einem Watt in einer Stunde ist eine Wattstunde; (1 Pferdestärke ist gleich 736 Watt oder Volt-Ampère). Ferner werden nachfolgende Bezeichnungen angewendet:

Kilo bedeutet das Tausendfache,
Mega „ „ Millionenfache,
Milli „ der tausendste Teil,
Mikro „ „ millionste „
z. B. 1 Kilowatt = 1000 Watt.

Jede Dynamomaschine kann als Elektromotor benutzt werden und unterscheidet man Wechsel- und Gleichstrommotoren. Bei der Kraftübertragung auf grosse Entfern-

Digitized by Google

ungen verwandelt man zunächst den erzeugten, niedrig gespannten Strom in einen hochgespannten von geringer Stärke, zu dessen Leitung man dünne, billige Kupferdrähte verwenden kann und wobei auch weniger Kraftverluste sich ergeben. Am Bedarfsorte wird dann der hochgespannte Strom wieder in einen niedriggespannten von grosser Stärke umgewandelt.

Besonders günstig gestaltet sich die Verwendung der Elektrizität in den Fällen, wo das Elektrizitätswerk sowohl für Beleuchtungszwecke als auch für Kraftabgabe dient, so dass überall Strom zum Pumpenbetrieb erhalten werden kann.

Für den Bahnhof Cottbus wurde von Gebr. Körting ein Elektrizitätswerk errichtet, das aus 2 Generatoren von je 160 PS. und 2 Gasmotoren-Dynamos von je 70 PS. und einer von 35 PS. besteht. Das Elektrizitätswerk erzeugt Gleichstrom, welcher ausser zur Beleuchtung auch noch zum Antrieb eines Wasserwerkes mit 2 Elektromotorpumpen dient.

Ein hervorragendes Beispiel elektrischen Antriebes ist im Abschnitte für Schleuderpumpen S. 262 in dem Pumpwerke für die Entwässerung der Stadt Hanau angeführt.

Der elektrische Antrieb der Hubpumpen (mit Tauch- oder Scheibenkolben) war bis jetzt nur durch Anwendung mehrfacher Vorgelege möglich, wegen der geringen Hubzahl dieser Pumpen im Verhältnis zu den Umdrehungszahlen der Motoren. Die Herstellung schnell laufender Pumpen gestaltet die Uebersetzungsverhältnisse fortschreitend günstiger.

Weise & Monski in Halle a. S. bauen jetzt schnell laufende Tauchkolbenpumpen, welche 170 minutliche Umdrehungen machen.

Mit langsam laufenden Elektromotoren können diese Pumpen teils unmittelbar, teils durch ein einfaches Zwischenglied, sei es eine Riemen- oder eine Räderübersetzung, mit jedem beliebigen, normalen Elektromotor verbunden werden. Die erwähnten Pumpen erreichen die hohe Kolbenspielzahl nicht durch teuere und verwickelte Steuerungs-Mechanismen, sondern lediglich durch zweckmässige Anordnung und Bauart der einzelnen Pumpenteile.

Bezüglich der *allgemeinen Anordnung* der *Pumpwerke* ist Folgendes hervorzuheben:

Digitized by Google

Die Pumpen können **senkrecht stehend, schräg stehend** oder **wagrecht liegend** aufgerichtet werden; senkrecht stehende Pumpen besitzen den Vorteil, dass die Reibung der Kolben an den Cylindern, diejenige der Kolbenstangen an den Stopfbüchsen, auf dem ganzen Umfange derselben gleich gross ist, eine einseitige Abnützung dadurch ausgeschlossen ist. Bei schräg stehenden, und besonders bei liegenden Pumpen ist dagegen die Abnützung durch die Reibung an den unteren Flächen der aneinander schliessenden Bewegungsteile am grössten. Andererseits wirkt bei stehenden Pumpen das Gewicht der bewegten Teile immer einseitig, d. h. in der Richtung der Schwere senkrecht abwärts, bei dem Niedergange der Kolben z. B. also in der Richtung der Betriebskraft, bei dem Aufgange des Kolbens aber dieser entgegengesetzt. Bei liegenden Pumpen ist die Wirkung der Schwere nach beiden Bewegungsrichtungen gleichmässig verteilt, was für den gleichmässigen Gang der Pumpen sehr förderlich ist.

Die **Befestigung** der Pumpen an ihrem Standort muss sehr stark, und bei grossen Pumpen mittels Verankerung in gemauerte Fundamente, am besten Quader- oder Betonmauerwerk, ausgeführt werden. Das fortwährende stossweise Arbeiten der Pumpen führt bei mangelhafter Lagerung und Befestigung sehr bald eine Lockerung aller Verbindungen und damit einen unruhigen Pumpengang sowie rasche Abnützung herbei.

Die Grösse des Kolbenhubes ist bei den gewöhnlichen Handpumpen 0,15—0,30 m; bei Pumpen, welche durch Göpel- und Wasserräder betrieben werden, 0,30—1,20 m; bei Pumpen, welche durch Dampfmaschinen, Gas- und Elektromotoren betrieben werden, ist der Kolbenhub begrenzt durch die Kolbenspielzahl, welche mit Rücksicht auf den stossfreien Gang der Ventile noch zulässig ist. Im allgemeinen nimmt daher die Grösse des Kolbenhubes ab, wenn die Hubzahl zunimmt, was auch aus den im I. Abschnitte entwickelten Gleichungen hervorgeht, die zur Bestimmung der Hubzahl n dienen.

Aus diesen Gleichungen ergiebt sich nämlich: der Kolbenhub

$$H = 2 \cdot \left[\frac{10{,}0}{\gamma} - Hs - \frac{n \cdot Q \cdot L}{204 \cdot Ds^2} \right];$$

darin bezeichnet γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit,

Digitized by Google

für Wasser = 1,0, ferner *Hs* die Saughöhe, *n* die Kolbenspielzahl, *Q* die Fördermenge in der Sekunde, *L* die Länge und *Ds* die Lichtweite des Saugrohres bezeichnet. Danach ist der zulässige Kolbenhub um so grösser, je kleiner die Kolbenspielzahl, der Wert von *Q* und *L*; dagegen um so kleiner, je grösser *n*, *Q* und *L*; der Kolbenhub nimmt ab, je kleiner die Lichtweite des Saugrohres und umgekehrt.

Zum Schlusse dieses Abschnittes über die Betriebskraft ist hier noch eine Tabelle XI beigefügt, aus welcher die Grösse der Betriebskräfte in PS. für lebende Motoren und Dampfmaschinen, sowie die Kesselheizflächen für die Sekundenfördermenge *Q* und die Förderhöhe *H* entnommen werden können.

Grösse und Leistung einer Pumpe sind vor allem durch die Fördermengen derselben innerhalb eines Zeitabschnittes bestimmt; diese Fördermenge ist in den einzelnen Fällen mehr oder weniger genau bekannt, sie kann eine stets gleich bleibende oder eine wechselnde sein. Besonders schwankend ist die Fördermenge, wenn es sich um Wasser handelt für Haus- und gewerbewirtschaftliche Zwecke, sowie für öffentliche Bedürfnisse. Hat das Pumpwerk das Wasser für eine ganze Stadt zu liefern, so ist zunächst zu berücksichtigen, dass der Wasserbedarf nicht nur durch die Bevölkerungszahl, sondern auch durch die Dichtigkeit der Bevölkerung, deren Beschäftigung, Wohlstand und Lebensführung bestimmt wird. Ausserdem ist auch auf die Bevölkerungszunahme in den nächsten 15 bis 20 Jahren Bedacht zu nehmen. Von grossem Einfluss auf den Wasserverbrauch einer Stadt ist ferner die Art der Verrechnung des Wasserverbrauches, ob nach Wassermesser oder nach Schätzung das Wasser zu bezahlen ist. Je mehr Wassermesser eingeführt sind, desto mehr wird der Verbrauch auf das geringste Mass des Bedürfnisses beschränkt. Wasserverluste durch Undichtigkeiten des Rohrnetzes und der Hausleitungen, sowie auch durch Wasservergeudungen sind in Rechnung zu stellen.

Der Städtische Wasserverbrauch ist auch im Laufe eines Tages sowohl, wie auch während der verschiedenen Jahreszeiten ein sehr stark wechselnder. Bezeichnet man mit *M* die Grösse des mittleren Monatsverbrauches, so erhält man

Digitized by Google

Tabelle XI.

Krafterfordernis für verschiedene Grössen der Fördermengen Q und Förderhöhen H, sowie auch die dafür erforderliche Heizfläche in qm der Dampfkessel.

Erforderliche Betriebskräfte für die Förderhöhe H und der Fördermenge Q	Q in der Sekunde		Q in der Minute		Q in der Stunde	
	cbm	Liter	cbm	Liter	cbm	Liter
Dampf-Pferdestärke = PS.	$\frac{Q \cdot H}{0{,}075}$	$\frac{Q \cdot H}{75}$	$\frac{Q \cdot H}{4{,}5}$	$\frac{Q \cdot H}{4500}$	$\frac{Q \cdot H}{270}$	$\frac{Q \cdot H}{270000}$
Die Kraft eines Menschen = $^1/_{12} \cdot P$	$\frac{Q \cdot H}{0{,}00625}$	$\frac{Q \cdot H}{6{,}25}$	$\frac{Q \cdot H}{0{,}375}$	$\frac{Q \cdot H}{375}$	$\frac{Q \cdot H}{22{,}5}$	$\frac{Q \cdot H}{22500}$
Die Kraft eines Zugpferdes = $0{,}42 \cdot P$	$\frac{Q \cdot H}{0{,}04375}$	$\frac{Q \cdot H}{43{,}75}$	$\frac{Q \cdot H}{2{,}625}$	$\frac{Q \cdot H}{2625}$	$\frac{Q \cdot H}{157{,}5}$	$\frac{Q \cdot H}{157500}$
Erforderliche Kesselheizfläche in qm						
Für Hochdruckpumpen mit Auspuff ohne Expansion	$\frac{Q \cdot H}{0{,}025}$	$\frac{Q \cdot H}{25}$	$\frac{Q \cdot H}{1{,}5}$	$\frac{Q \cdot H}{1500}$	$\frac{Q \cdot H}{90}$	$\frac{Q \cdot H}{90000}$
Für Auspuff-Verbundmaschinen	$\frac{Q \cdot H}{0{,}0333}$	$\frac{Q \cdot H}{33{,}33}$	$\frac{Q \cdot H}{2}$	$\frac{Q \cdot H}{2000}$	$\frac{Q \cdot H}{120}$	$\frac{Q \cdot H}{120000}$
Für Kondensations-Verbundmaschinen	$\frac{Q \cdot H}{0{,}050}$	$\frac{Q \cdot H}{50}$	$\frac{Q \cdot H}{3}$	$\frac{Q \cdot H}{3000}$	$\frac{Q \cdot H}{180}$	$\frac{Q \cdot H}{18000}$
Für Kondens.-Maschinen mit 3facher Expansion	$\frac{Q \cdot H}{0{,}0666}$	$\frac{Q \cdot H}{66{,}66}$	$\frac{Q \cdot H}{4}$	$\frac{Q \cdot H}{4000}$	$\frac{Q \cdot H}{240}$	$\frac{Q \cdot H}{240000}$
Verbundmaschinen mit Kondensation und 3facher Expansion	$\frac{Q \cdot H}{0{,}100}$	$\frac{Q \cdot H}{100}$	$\frac{Q \cdot H}{6}$	$\frac{Q \cdot H}{6000}$	$\frac{Q \cdot H}{360}$	$\frac{Q \cdot H}{360000}$

für unsere deutschen Verhältnisse in den einzelnen Monaten folgende Verbrauchswerte: Im Januar, Februar und Dezember 0,7 *M*, im März, April und November 0,8 bis 0,9 *M*, im Oktober 1,15 *M*, im Juni und September 1,25 *M* und im Juli mit August 1,30 *M*. An Samstagen findet in der Regel der grösste, an Sonn- und Feiertagen der geringste Verbrauch statt, oft nur die Hälfte von dem der Wochentage.

Jeder Jahrgang hat ferner einen Tag, an welchem der grösste Tagesverbrauch sich ergiebt und dieser ist massgebend für die erforderliche Leistungsfähigkeit eines Pumpwerkes, in-

Digitized by Google

dem der höchste Stundenverbrauch *Sh* des grössten Tagesverbrauches die vom Pumpwerk noch zu fördernde Sekundenwassermenge ergiebt.

Der Tageshöchstverbrauch *Th* fällt in die Sommerzeit und ist in Deutschland $1\,^1/_2$ mal so gross als der aus dem Jahresverbrauche sich berechnende mittlere Tagesverbrauch, der mit *Tm* bezeichnet wird. Demnach ist $Th = 1{,}5 \cdot Tm$ und der grösste Stundenbedarf *Sh* ist auch $1\,^1/_2$ mal so gross als der durchschnittliche Stundenbedarf *Sm* des Tages; daher

$$Sh = \frac{1{,}5 \cdot Tm}{24} \cdot 1{,}50 = \frac{2{,}25 \cdot Tm}{24} = 0{,}0938 \cdot Tm.$$

Im allgemeinen legt man der Berechnung des Wasserbedarfes deutscher Städte einen mittleren Tagesverbrauch von 100 Kopfliter zu Grunde, woraus man einen Tageshöchstverbrauch von 150 Kopfliter und einen grössten Stundenverbrauch von $\frac{225}{24} = 9{,}38$ Kopfliter erhält, oder in der Sekunde 0,0026 Kopfliter. Industriestädte können einen mittleren Tagesbedarf von 120—150, kleinere Landstädte von 70—80, Dorfgemeinden und Marktflecken von 50—60 Kopfliter haben. Den grössten Wasserverbrauch unter den deutschen Städten haben Dortmund mit 300 und Lübeck mit 200 Liter, dann folgt Duisburg mit 175 und Köln mit 130, Elberfeld, Düsseldorf und Stuttgart mit 100, Dresden, Breslau, Berlin und Wiesbaden mit je 80 und zuletzt Nürnberg und Braunschweig mit 70 Liter für den Kopf und Tag.

Für die einzelnen Bedarfsfälle kann man folgende Verbrauchszahlen annehmen:

1. Für hauswirtschaftlichen Gebrauch:

Zum Trinken, Kochen, Spülen, Reinigen der Wohnräume und der Wäsche täglich .	40	Liter
Für eine einmalige Abortspülung	10	„
„ ein Wannenbad	250	„
„ „ Brausebad	25	„

2. Für gewerbewirtschaftlichen Bedarf:

Ein Stück Grossvieh täglich	50	Liter
„ „ Kleinvieh „	10	„

Digitized by Google

Speisewasser für Dampfkessel für je 1 Pferdestärkestunde.

Kleine Auspuffmaschinen	25—35	Liter
Mittlere „	13—17	„
Kondensationsmaschinen	6—12	„

Das zur Kondensation erforderliche Wasser beträgt für Dampfmaschinen das 25—30 fache des Speisewassers.

3. Für öffentliche Zwecke:

Einmalige Besprengung der Strassen und Plätze; gepflastert, der Quadratmeter .	1	Liter
chaussiert „ „ .	1,5	„
Rasen- und Gartenanlagen „ .	1,5	„
Markthallen, auf jeden Quadratmeter überbaute Fläche für jeden Markttag . . .	5	„
Schlachthäuser, für 1 Stück Schlachtvieh	300	„
Kranken- und Pfründnerhäuser, einschliessl. die Bäder für je 1 Person täglich .	120	„
Kasernen, einschliessl. Bäder, täglich .	25	Kopfliter
In Schulen für Brausebäder, Besprengung und Abortspülung der Kopftag . . .	5	Liter
Öffentliche Pissoirspülung:		
Selbstthätig aussetzende Spülung für jeden Spülbehälter stündlich	50	„
Ständige Spülung; auf jeden laufenden Meter der Spülfläche und jede Stunde	200	„

Der Verbrauch an Spülwasser für die Städtischen Schmutzwasserkanäle ist örtlich sehr verschieden und schwankt zwischen 1 bis 8 Liter für den Kopftag der Bevölkerung.

Die künftige Bevölkerungszunahme einer Stadt ist von vielerlei Verhältnissen abhängig; kennt man die durchschnittliche jährliche Bevölkerungszunahme der Vergangenheit für eine Reihe von Jahren und bezeichnet diese fürs Hundert mit p, mit E die gegenwärtige Einwohnerzahl, mit En die Einwohnerzahl nach n Jahren, so erhält man:

$$En = E \cdot (1 + 0{,}01 \cdot p)^n;$$

$$p = 100 \cdot \left(\sqrt[n]{\frac{En}{E}} - 1 \right);$$

Digitized by Google

$$n = \frac{\log En - \log E}{\log (1 + 0{,}01 \cdot p)}.$$

Bei der Bemessung eines Pumpwerkes für die künftige Bevölkerungszunahme muss man unterscheiden zwischen solchen Teilen des Pumpwerkes, die eine Erhöhung ihrer Leistungsfähigkeit jederzeit ohne wesentliche Kostenvermehrung gestatten, und solchen Teilen, für die eine nachträgliche Erhöhung der Leistungsfähigkeit nur mit Aufwand verhältnismässig hoher Kosten möglich ist. Die Pumpen selbst und ihre Motoren können jederzeit durch Hinzufügung neuer Motoren und Pumpen dem Bedürfnisse entsprechend verstärkt werden, ohne dadurch eine Kostenvermehrung zu verursachen, wenn nur die Maschinengebäude die nötige räumliche Ausdehnung zur Aufnahme von Ergänzungsmaschinen von vornherein schon erhalten haben. Die Saug- und Druckrohrleitungen müssen gleich bei der anfänglichen Anlage eine solche Lichtweite erhalten, dass sie wenigstens dem Bedürfnisse der nächsten 15 bis 20 Jahre genügen können. Die nachträgliche Verlegung von Verstärkungsleitungen oder der Ersatz zu enger Leitungen durch weitere, verursacht um so bedeutendere Mehrkosten, je länger die Leitungen sind.

Die Zukunftsleistung, für welche man eine Neuanlage vorzusehen beabsichtigt, soll nicht so weit ausgedehnt werden, dass mit den Jahren durch die Zinsen für das vorläufig nicht nutzbar aufgewendete Baukapital, die durch eine spätere Verstärkung erwachsenden Mehrkosten nicht überschritten werden. Dieser Fall tritt sehr leicht ein für Orte mit rasch zunehmender Bevölkerung. Aus diesem Grunde ist es vorteilhaft, für grosse Städte die Wasserwerksanlage in Versorgungsgruppen zu zerlegen, wovon jede Gruppe für sich, dem Bedürfnisse entsprechend, zum Ausbau gelangt. Dieses Gruppensystem gestattet eine anfängliche Anlage, welche nicht zu sehr mit schwerem Kostenaufwand für künftige Möglichkeiten belastet wird.

Die Leistung, welche von einem Pumpwerk beansprucht wird, ist wesentlich auch davon abhängig, ob dasselbe mit oder ohne Sammelbehälter arbeitet.

Bezeichnet A die Nutzleistung in Wasserpferdestärken,

Digitized by Google

H die Förderhöhe in m (einschliesslich Reibungswiderstände),
$\gamma = 1000$ kg = Gewicht von 1 cbm Wasser,
W = Sekundenfördermenge.

Ohne Sammelbehälter haben die Pumpen möglicherweise den höchsten Stundenverbrauch zu fördern, wonach

$$W = \frac{Tm \cdot 2{,}25}{24 \cdot 3600} = 0{,}000026 \cdot Tm \text{ Sekunden-Kubikmeter}$$

und
$$A = \frac{H \cdot 1000}{75} \cdot 0{,}000026 \cdot Tm$$
$$= 0{,}000347 \cdot H \cdot Tm.$$

Das Pumpwerk muss in diesem Falle ununterbrochen in Thätigkeit sein, und ist allen Schwankungen des Tagesverbrauchs unterworfen.

Mit einem Sammelbehälter von genügender Grösse ist die Höchstleistung der Pumpe die Fördermenge von $Tm \cdot \frac{1{,}5}{n \cdot 3600}$ $= 0{,}000417 \frac{Tm}{n}$ Sekunden-Kubikmeter, wenn die Pumpe n Stunden täglich arbeitet und

$$A = \frac{1000 \cdot 0{,}000417}{75} \cdot \frac{H \cdot Tm}{n} = 0{,}00556 \cdot \frac{H \cdot Tm}{n}.$$

Ist die mit einem Sammelbehälter ausgerüstete Pumpe ununterbrochen in Betrieb, also täglich 24 Stunden, dann muss der Sammelbehälter einen Fassungsraum haben, welcher genügt, um mit dessen Wasserinhalt die grössten stündlichen Schwankungen auszugleichen. Die Nutzleistung der Pumpe ist in diesem Falle

$$A = 0{,}00556 \cdot \frac{H \cdot Tm}{24} = 0{,}00023\, H \cdot Tm \text{ Wasserpferdestärken.}$$

Während oben für den Betrieb ohne Sammelbehälter eine Arbeit von

$A = 0{,}00037\, H \cdot Tm$ Wasserpferdekräfte berechnet wurde.

Soll dagegen die Pumpe den täglichen Wasserbedarf durch 12stündige Arbeit fördern, so muss der Sammelbehälter so viel Wasservorrat ansammeln können, dass dieser zur Deckung

Digitized by Google

des Bedarfes während der 12stündigen Ruhezeit der Pumpe genügt. Die erforderliche Arbeit ist dann

$$A = 0{,}00046 \cdot H \cdot Tm \text{ Wasserpferdestärken.}$$

Der Betrieb ohne Sammelbehälter erfordert demnach nicht nur ein stärkeres Pumpwerk, sondern auch grössere Lichtweite der Saug- und Druckröhren, als diese bei 24 stündigem Betriebe mit Sammelbehälter nötig sind; also nicht nur grössere Anlage-, sondern auch grössere Betriebskosten, die hauptsächlich durch das überflüssig gepumpte Wasser zur Erscheinung kommen. Der 12stündige Betrieb erfordert gegenüber dem 24stündigen Betriebe mit Sammelbehälter grössere Anlagekosten für Maschinen und Rohrleitungen; aber es genügt dabei eine einfache Besetzung des Betriebspersonals (Maschinenwärter, Heizer), während der 24stündige Betrieb doppelte Besetzung nötig macht. Für kleinere Wasserwerke wird deshalb gewöhnlich der höhere Betrag der Anlagekosten gerne übernommen, um nicht doppeltes Betriebspersonal halten zu müssen. Für grössere Pumpwerke erreichen jedoch die Mehrkosten der 12stündigen Betriebsanlage eine solche Höhe, dass sich die Einführung 24stündigen Betriebes mit doppelter Besetzung reichlich lohnt; denn sowohl die Grösse der Sammelbehälter kann auf das geringste Mass der stündlichen Verbrauchsschwankungen beschränkt, als auch die Kraft- und Arbeitsmaschinen mit den Saug- und Druckleitungen können nur für die Hälfte der 12stündigen Leistung bemessen werden, wodurch auch die Räumlichkeiten für Unterbringung der Maschinen kleiner ausfallen, samt deren Fundamenten. Die Grösse und Anzahl der aufzustellenden Pumpen ist von der Grösse der Wasserbedarfsschwankungen und der Sammelbehälter bedingt. Bei kleinen Anlagen ist ausschlaggebend, ob man nur Tagesbetrieb oder auch Nachtbetrieb einführen will. Da der kleinste Tagesbedarf im Winter nur das 0,75fache, der grösste im Sommer aber das 1,5fache des durchschnittlichen beträgt, so ist der kleinste Tagesverbrauch nur die Hälfte des grössten. Stellt man daher zwei Pumpmaschinen auf, wovon jede ihre günstigste Leistung bei Förderung des kleinsten Tagesverbrauches von 0,75 *Tm* hat, so kann eine Maschine allein in 24 Stunden den grösseren Teil des Jahres hindurch dem Bedarfe selbst ohne Sammelbehälter genügen, da

Digitized by Google

eine kleine Steigerung ihrer Leistung ihre Nutzleistung noch nicht erheblich beeinträchtigt; die zweite Maschine steht dann immer in Bereitschaft; sie wäre nur in der Jahreszeit mit erhöhtem Verbrauche an einzelnen Tagen auf mehrere Stunden in Betrieb zu setzen. Stellt man noch eine dritte Maschine gleicher Stärke auf, dann ist der Betrieb für alle Fälle, auch ohne Sammelbehälter, gesichert.

Mit der Grösse des Wasserbedarfes wächst die Zahl der erforderlichen Pumpmaschinen, weil erstens die Grösse der einzelnen Pumpen schon mit Rücksicht auf deren Herstellung und sichere Gründung eine begrenzte ist und weil auch die auszugleichenden Bedarfsschwankungen mit der Zunahme des Durchschnittsverbrauches verhältnismässig wachsen und beträchtliche Maschinenleistungen in Anspruch nehmen. Kleine Wasserwerke für einen mittleren Wasserbedarf von 1000 bis 1500 cbm täglich können sehr wohl mit einer zweifachen Pumpmaschine, wovon jede den mittleren Tagesbedarf Tm als günstigste Leistung besitzt, auskommen, wenn ein Sammelbehälter vorhanden ist, dessen Fassungsraum ebenfalls dem mittleren Tagesbedarfe annähernd entspricht.

Grössere Wasserwerke erhalten auch bei Mitwirkung eines Sammelbehälters am besten gleich drei Einzel-Pumpmaschinen, jede mit einer Leistung von 0,75 Tm in 24 Stunden, mit Vorsehung genügenden Raumes im Maschinenhause zur Aufstellung weiterer Ergänzungsmaschinen, für den Fall grosser Bedarfszunahme.

Bei Verwendung von Dampfmaschinen für den Pumpenbetrieb ist der Kohlenverbrauch bei gleicher Leistung theoretisch für eine zweifache Anlage eben so gross wie für eine dreifache; in Wirklichkeit ist aber bei nur 12stündigem Betriebe wegen der Abkühlung der Kessel während der Unterbrechungszeit und wegen des Wiederanheizens der Kohlenverbrauch verhältnismässig grösser als bei ununterbrochenen 24stündigem Betriebe; ferner ist man mit 3 Maschinen, von denen jede nur halb so stark ist als die Einzelmaschine einer zweifachen Anlage, viel eher im Stande, die der Höchstleistung der Maschinen entsprechenden Fördermengen einzuhalten, wodurch ebenfalls eine Kohlenersparnis erzielt werden kann. Andererseits werden die

Digitized by Google

Dampfkessel mit ihrem Zubehör durch eine ununterbrochene Feuerung und Benutzung stark abgenutzt.

Aussergewöhnlich grosse Anforderungen werden an die Leistungsfähigkeit von Pumpen bezüglich der Fördermengen und sofortiger Betriebsbereitschaft gestellt, wenn es sich um die grossen Regenmengen handelt, welche von den Städtischen Entwässerungskanälen aufgenommen und bei Hochwasser der Flüsse nicht abgeführt werden können. Mündet das Kanalsystem einer Stadt unmittelbar in einen benachbarten Fluss und liegen einzelne Stadtteile unter dem Hochwasserstande dieses Flusses, so müssen zur Zeit der Hochwasser die Kanal-Ausmündungen geschlossen und die ununterbrochen von den Kanälen zugeführten Schmutzwasser durch Auspumpen entfernt werden. Die Menge der gewöhnlichen Schmutzwasser ohne Regen ergiebt sich aus dem Wasserverbrauche des entwässerten Stadtteiles und ist also annähernd festzustellen, indem deren Verlauf ein regelmässiger und bekannter ist. Die Regenwasser sind jedoch sowohl bezüglich ihrer Erscheinung und ihres Verlaufes als auch bezüglich ihrer Grösse unberechenbar. Die Regenmenge ist häufig so bedeutend, dass selbst schon bei offener Ausmündung der Kanäle in den Fluss eine Überfüllung der letzteren eintritt.

Nach angestellten Beobachtungen ergeben von den in Deutschland jährlich fallenden Regen 40 Prozent eine Wassermenge von 33 bis 65 Sekundenliter auf 1 Hektar, 18 Prozent ergiebt 65 bis 82 Sekundenliter und 14 Prozent 82 bis 115 Sekundenliter. Die meisten Regengüsse, etwa 60 Prozent, haben $^1/_4$ bis $^3/_4$ Stunden, 20 Prozent der Regen nicht die Dauer einer Stunde; die stärksten Regenfälle währen nur kurze Zeit und nimmt im allgemeinen die Regenmenge mit der wachsenden Regendauer ab.

Der niederfallende Regen gelangt aber nicht gleichmässig in die unterirdischen Kanäle, weil die Sammlung und der Ablauf der Regenwasser auf der Stadtfläche, sowohl von deren Beschaffenheit als auch von deren Gefälle beeinflusst wird. Bei Kanalisationsanlagen nimmt man je nach der Bebauungsweise der Stadtfläche einen bestimmten Prozentsatz an, in welchem der sofortige Abfluss der Regenwasser erfolgt, nämlich:

Digitized by Google

für landhausmässige Bebauung . . . . 20 Prozent
„ geschlossene, aber weitläufige Bebauung 35 „
„ „ „ enge Bebauung . . 50 „

Für einen Regenfall von 40 mm in der Stunde auf 1 Hektar erhält man $0{,}04 \cdot 10000 = 400$ cbm in 1 Stunde oder rund 110 Sekundenliter; in eng bebauten Stadtteilen kommen davon 50% zum sofortigen Abfluss oder 55 Sekundenliter von einem Hektar. Nun haben aber einzelne Sammelkanäle oft Sammelgebiete von 100—500 Hektaren, wonach die durch die Pumpen wegzuschaffende Regenmenge 5,5 bis 25 Sekunden-Kubikmeter betragen würde.

So grosse Wassermengen können aber schon die Sammelkanäle nicht aufnehmen, weshalb der grössere Teil durch Notauslässe, die mit den Sammlern in Verbindung stehen, auf kürzestem Wege einem benachbarten Gewässer zugeführt wird. Immerhin bleiben noch grosse Wassermengen für das Hochwasserpumpwerk zu bewältigen.

So hat z. B. die Stadt Hannover drei Schleuderpumpen aufgestellt, deren jede 660 cbm stündlich fördert; weitere zwei Pumpen gleicher Grösse wurden vorgesehen. Für den Betrieb dieser Pumpen dienen drei 20pferdige und ein 40pferdiger Körting'scher Gasmotor.

Für die Stadt Cottbus wurden zwei Schleuderpumpen von je 12 cbm minutlicher Förderung und eine von 4,8 cbm bereitgestellt mit 3 Körting'schen Gasmotoren von je 50 Pferdestärken.

Für die Kanalisation von Königsberg wurden 3 Kolbenpumpen mit zusammen 1620 cbm Förderung von Schmutzwasser in einer Stunde, und 7 Schleuderpumpen zur Förderung der Regenwasser von 21600 cbm in der Stunde oder 6 Sekunden-Kubikmeter vorgesehen; die Betriebskraft hierzu liefern 7 Körting'sche Gasmotoren von zusammen 500 Pferdestärken. Die Förderhöhe ist bei dem Heben der Kanalwasser gewöhnlich nur 4 bis 6 mm, so dass die Betriebskraft noch innerhalb mässiger Grenzen bleibt.

Eine Riesenpumpe, welche zum Waschen von Kupfererzen das erforderliche Wasser herbeischafft, giebt Zeugnis davon, bis zu welcher Leistungsfähigkeit der Pumpenbau vorgeschritten

Digitized by Google

ist. Diese Pumpe fördert mit einer Betriebskraft von 1500 Pferdestärken 187 cbm Wasser in der Minute oder 3,0 Sekunden-Kubikmeter. Welche Fülle von Abstufungen der Pumpen bezüglich ihrer Förderung und Betriebskraft liegt zwischen dieser Riesenpumpe und einer gewöhnlichen Handpumpe. Die Mannigfaltigkeit des Zusammentreffens von kleinen Fördermengen mit grossen Förderhöhen und umgekehrt grosser Fördermengen mit kleinen Förderhöhen, sowie ferner die verschiedenen Zwecke der Förderung und die wechselnde Natur der Flüssigkeiten, ergeben eine ausserordentlich grosse Reihe von Pumpenkonstruktionen, die sich besonders auch noch durch verschiedenartige Einrichtungen für Kraftübertragung, je nach der verwendeten Betriebskraft von einander unterscheiden. Das Holz, aus dem früher Brunnenstöcke und Rohrleitungen hergestellt wurden, ist nun völlig durch Metalle, besonders durch Gusseisen verdrängt, welche grössere Betriebssicherheit und Dauerhaftigkeit gewähren, dabei möglichst wenig Raum beanspruchen und gestatten, den Pumpen und ihrem Zubehör äusserlich auch eine gefällige, teilweise künstlerische Form durch geschickte Hand zu geben.

Digitized by Google

Digitized by Google

II. Teil.

Pumpenkonstruktionen.

Digitized by Google

Digitized by Google

I. Abschnitt.

Die Hub-Pumpen.

A. Saug- und Hebepumpen.

Die Saugpumpe besteht im wesentlichen, wie Fig. 1, Seite 5, zeigt, aus dem Pumpencylinder oder Stiefel *C*, in welchem sich der durchbohrte, mit einem Ventile versehene Kolben *K* luft- und wasserdicht hin- und herbewegen lässt; ferner aus dem aufwärts sich öffnenden Saugventile *s* und endlich aus dem Saugrohre *S*.

Ventilsitz sowie die Ventile selbst bieten hinsichtlich ihrer Konstruktion und des Materials, aus dem sie bestehen, eine grosse Mannigfaltigkeit, und werde ich mich damit sowie mit den Pumpenkolben in einem besonderen Abschnitte befassen. Der Raum, in welchem der Ventilsitz sich befindet und das Ventil sich bewegt, heisst die Ventilkammer und ist gewöhnlich, besonders bei grösseren Pumpen, durch eine verschliessbare Seitenöffnung zugänglich gemacht. Oberhalb des Kolbenhubes ist der Cylinder etwas erweitert und ist hier auch der Ausguss angebracht. Die Höhe dieses Ausgusses über dem niedersten Saug-Wasserspiegel soll 8,5 m nicht übersteigen.

Je nach dem Zwecke der Pumpe, nach deren Aufstellungsort und nach der Natur der zu saugenden Flüssigkeit ist die Bauweise der Pumpen eine verschiedene. Für Handbetrieb und kleinere Fördermengen sind sie mit Schwengel versehen, dessen Lager in einem um die Cylinderachse drehbaren Träger sich befindet, so dass die Lage des Schwengels nach Bedürfnis seitlich des Auslaufes, rechts oder links oder auch dem Auslaufe entgegengesetzt verstellt werden kann.

Digitized by Google

Fig. 23 zeigt eine Saugpumpe für Handbetrieb in der gewöhnlichen Form mit verstellbarem Schwengel; diese Pumpe ist freistehend über oder neben dem Brunnen oder dem Saugbehälter. Die Schwengelstütze ist mit einem um den oberen Cylinderrand beweglichen Ringe zusammengegossen, welcher in der gewünschten Schwengellage durch Mutterschrauben festgestellt wird.

Eine Stopfbüchse ist hier für den Durchgang der Kolbenstange nicht erforderlich, weil der Wasserausguss noch unter dem oberen Rande des Pumpencylinders liegt. Die Kolbenstange bedarf daher für ihre seitliche Bewegung bei jedem Kolbenhube nur der beiden Gelenkverbindungen einerseits mit dem Schwengel, andererseits mit dem Kolben. Der Cylinder ist mittels Mutterschrauben auf eine Fussplatte geschraubt, welche das Saugventil umschliesst. Der Kolben ist in derselben Weite, welche das Saugrohr hat, durchbohrt und mit Ventil versehen. Kolben- und Ventilkonstruktion sind hauptsächlich durch die Natur der zu hebenden Flüssigkeit, besonders deren Reinheit, bedingt.

Die beiden Ventile sind zugänglich, indem der Kolben durch Abschrauben des Deckelringes und das Saugventil durch Abschrauben des Cylinders von der Fussplatte herausgenommen werden kann.

Fig. 23.

Fig. 24.

Die in Fig. 23 dargestellte Pumpe wird mit einer gusseisernen Wandplatte versehen, wie Fig. 24, wenn die Pumpe

Digitized by Google

seitlich des Saugbehälters an einer Wand befestigt werden soll. Die Befestigung muss sehr stark hergestellt werden, zu welchem Zwecke die Bolzen entweder durch die ganze Mauerstärke gehen und verankert sind, oder die Pumpe wird nicht unmittelbar auf die Mauer geschraubt, sondern auf eine 5 cm starke Bohle, welche mit der Mauer fest verbunden ist, wie Fig. 25.

Als Saugröhren werden sowohl schmiedeeiserne als Bleiröhren verwendet; für schmiedeeiserne Saugröhren ist in die Fussplatte das passende Gewinde eingeschnitten, während diese für Bleiröhren mit einem messingnen Lötstück versehen ist.

Als höchste Saughöhe nimmt man für diese Pumpen bei 50 m wagerechter Sauglänge 7,0 m; für grössere Saughöhen wird in entsprechender Höhe über dem Saugwasserspiegel in das Saugrohr ein sogenannter Arbeitscylinder mit dem Kolben eingeschaltet und der Pumpencylinder dient nur noch zur Schwengelführung und als Auslaufständer. Die Pumpe ist dann eine Saug- und Hebepumpe. Diese Saugpumpen finden vielfach Verwendung in der Hauswirtschaft, als Bau- und Gartenpumpe, sowie für die sogen. Abessinierbrunnen. Folgende Zusammenstellung enthält die Ausmasse, Leistungen und Preise, in welchen diese Pumpen von den Fabrikanten hergestellt werden.

Fig. 25.

Fig. 26.

Fig. 27.

Digitized by Google

Die Preise verstehen sich für Saugpumpen aus Gusseisen, gusseisernem Kolben mit messingnem Kolben- und Saugventile, aber ohne Saugrohr; die Pumpe in einfachsten Formen.

Tabelle XII.

Cylinderweite mm	50	60	65	70	75	80	90	100
Lichtweite des Saugrohrs mm	25	25	32	32	32	38	38	50
Gesamthöhe des Pumpencylinders mm . .	500	560	610	650	680	700	750	800
Ausgusshöhe mm	180	200	220	220	240	250	270	300
Wasserförderung in Liter in der Minute bei 45 Hub	10	15	21	27	34	42	55	75
Preise für eine Pumpe in Mk.								
Freistehende Pumpe Fig. 23	13	15	17	19	21	25	28	38
Freistehende Pumpe auf Säule Fig. 26 . .	24	25	27	30	33	36	42	52
Seitliche Pumpe mit Wandplatte Fig. 24 und 25	14	16	18	20	22	26	30	40
Tragbare Saugpumpe auf Dreifuss Fig. 27 mit Saugkorb ohne Schlauch . . .			27	30	32	40	45	52

Mit kanelierter und verzierter Säule kosten die Pumpen 5 bis 10% mehr.

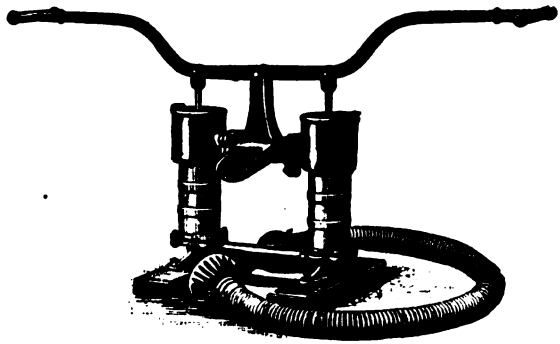


Fig. 28.

Die Schachtpumpe Fig. 28 hat folgende Preise einschliesslich Anstrich und Schlauchverbindung, jedoch ohne Schlauch.

Digitized by Google

Tabelle XIII.

Cylinderweite in mm	100	150	200
Leistung in der Minute mit 30 Doppelhub in Liter	110	250	450
Preis in Mark	120	170	275

Diese Pumpen werden auch fahrbar auf 4 gusseisernen Rädern hergestellt und kosten dann 40 bis 50 Mark das Stück mehr.

Die Saughöhe dieser Pumpen sollte 8,0 m nicht übersteigen; sie werden hauptsächlich zu Bauzwecken für Wasserhaltung in den Baugruben, zur Entleerung von Schachten, Kellern, sowie auch als Schiffspumpen und für Bewässerungszwecke benutzt. Der Kolben ist gewöhnlich ein Leder-Stulpkolben, sowie auch die Ventile Leder-Klappenventile sind, mit Rücksicht auf die unreinen Wasser, welche diese Pumpen zu fördern haben. Metallventile würden sich schnell abnutzen und sind im Falle des Schadhaftwerdens nicht so leicht und rasch zu ersetzen, wie dies bei diesen Pumpen erforderlich ist. Das Saugrohr muss häufig wegen der wechselnden Saugstelle beweglich sein und besteht dann aus einem Gummi-Spiralschlauch; bei festliegender Saugstelle können auch schmiedeeiserne Röhren, die leichter als Gussröhren sind, verwendet werden. Ein beweglicher Schlauch hat jedoch immer den Vorteil, dass man die Saughöhe mit demselben Saugrohre in verschiedener Grösse wählen und dass man den Saugkorb behufs Reinigung bequem zugänglich erhalten kann. Saugschläuche müssen durch Einlage von Spiralfedern verstärkt sein, weil sie ausserdem bei dem Ansaugen durch den äusseren Luftdruck zusammengedrückt würden. Wie oben schon erwähnt, müssen die Saugpumpen bei grösseren Förderhöhen als 8,0 m durch Einschaltung von Arbeitscylindern in das Saugrohr in Saug- und Hebepumpen verwandelt werden. Der Arbeitscylinder wird in einer Höhe von höchstens 7—8,0 m über dem Saugspiegel eingesetzt und auf den übrigen Teil der Förderhöhe wird die Flüssigkeit bei dem Aufgange des Kolbens in dem zwischen Arbeitscylinder und Pumpencylinder vorhandenen Verbindungs- oder Steigrohre gehoben bis zum Auslaufe. Eine Stopfbüchse bedürfen auch diese Pumpen nicht, indem die Kolbenstange

Digitized by Google

durch den Pumpencylinder und das Steigrohr bis zum Arbeitscylinder geführt ist. Die Hauptarbeit ist mit diesen Pumpen bei dem Kolbenaufgange zu leisten, indem dabei sowohl gesaugt als gehoben wird. Bei dem Niedergange des Kolbens ist keine Arbeit erforderlich, indem das Gewicht des Gestänges und der im Steigrohre befindlichen Wassersäule auf den Kolben den erforderlichen Druck ausübt. Diese Pumpen eignen sich daher hauptsächlich für Handbetrieb mittels Schwengel oder Hebel.

Fig. 29.

In der Fig. 29 ist ein Arbeitscylinder in einfachster Form abgebildet; statt der hier gezeichneten Schraubenverbindung der Saug- und Steigröhren mit dem Cylinder wendet man auch nur Flanschverbindungen an; besonders wird die erstere benutzt, wenn bei den sogen. Abessinier- oder Schlagbrunnen wegen zu grosser Förderhöhe ein Cylinder in das Schlag- und Saugrohr eingesetzt werden muss, dessen äusserer Durchmesser denjenigen des Schlagrohres nicht überschreiten darf. Fig. 30 und 31 zeigt einen Arbeitscylinder mit Windkessel und Putzöffnung für Zugänglichkeit der beiden Ventile, sowie mit angegossenen Schraubenlaschen zur seitlichen Befestigung des Cylinders an eine Wand. Der Windkessel ist hier ein Druckwindkessel, der bei längeren Steigröhren einen gleichmässigeren Verlauf der Flüssigkeit darin bei Auf- und Niedergang des Kolbens bewirkt.

Fig. 30.

In Fig. 32 ist ein kleiner Pumpencylinder, wie sie für Saugpumpen gebraucht werden, in Verbindung mit einem Arbeitscylinder dargestellt. Fig. 33 ist eine Saug- und Hebepumpe mit verzierten Pumpenständern und hohem Auslaufe. Fig. 34 zeigt die Aufstellung der Brunnensäule über einem Brunnenschachte mit Befestigung des Arbeitscylinders auf zwei eingemauerten Holzschwellen. Die Pumpencylinder sind bei Saug- und Hebepumpen immer senkrecht über dem

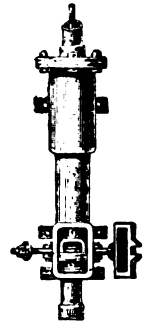


Fig. 31.

Digitized by Google

Arbeitscylinder aufzustellen, weil die Kolbenstange durch beide geführt ist. In dem Steigrohre befindet sich gleich oberhalb des Arbeitscylinders ein kleines Loch ($1^1/_2$—2 mm) durch welches das Steigrohr nach Beendigung des Pumpens sich entleert, so dass bei Frostwetter das Wasser im Steigrohre nicht gefrieren und im Sommer nicht warm werden kann; diese kleine Öffnung kann entweder immer offen bleiben, weil die während des Pumpens hier abfliessende

Fig. 32.

Fig. 33.

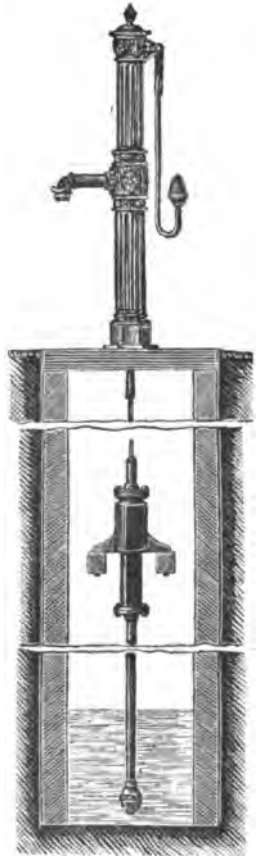


Fig. 34.

Wassermenge keinen nennenswerten grossen Verlust darstellt, oder sie wird mit einem kleinen Hähnchen versehen, das nach Bedarf geöffnet wird.

Je nach der Leistung der Pumpe ist die Förderhöhe der Saug- und Hebepumpe für Handbetrieb eine beschränkte, auch

Digitized by Google

abhängig von der Art der Kraftübertragung, ob mittels Hebel oder mittels Kurbel.

Nachstehende Tabellen enthalten die Preise und Leistungen für bestimmte Ausmasse und Betriebseinrichtungen der Saug- und Hebepumpen.

Tabelle XIV.

Saug- und Hebepumpen mit Pumpenständer Fig. 32.

Lichtweite des Arbeitscylinders in mm	65	75	90	100	115
Leistung in der Minute bei 45 Hub in Liter	21	34	55	73	100
Lichtweite des Saug- und Steigrohres in mm	32	38	50	50	50
Preis des gusseisernen Arbeitscylinders ohne Windkessel, Mk.	17	21	25	30	38
Desgl. mit Windkessel, Mk. . . .	24	28	33	40	50
Grösste Hubhöhe in mm	165	190	200	220	230
Preis d. Pumpenständers m. Schwengel u. Arbeitscylinder, Fig. 29, ohne Saug- und Steigrohr, Mk. . . .	32	40	50	65	75

Die freistehenden Saug- und Hebepumpen mit hoher und verzierter Auslauf- und Pumpensäule, wie Fig. 33, kosten etwa 25 bis 30 % mehr als die in Tabelle XIV für Fig. 32 aufgeführten Preise. Die Pumpe Fig. 33 hat einen etwa 1,0 m langen Cylinder, der ohne Steigrohr unmittelbar an die Säule geschraubt ist und in dessen unterem Teile der Kolben geführt wird; diese Pumpen sind daher höchstens für Förderhöhe von 9—10 m verwendbar und nur da wo der Saugspiegel nahe unter dem Pumpenständer liegt. Der Kopfdeckel der Brunnensäule ist abnehmbar, so dass hier der Kolben, sowie auch das Saugventil behufs Reinigung und Ausbesserung herausgezogen werden können.

Fig. 35 ist eine freistehende einfach geformte Saug- und Hebepumpe mit schmiedeeisernem Schwengel und zwei Ausgüssen, wovon der eine höher als der andere liegt und zum Füllen von Fässern oder Behältern dient; der obere Ausguss sowie der Schwengel sind verstellbar.

Digitized by Google

In Tabelle XV sind die nötigen Angaben über die Pumpe Fig. 35 mit unmittelbar angeschraubten Arbeitscylinder enthalten.

Statt den Druckwindkessel mit dem Arbeitscylinder zu verbinden, wie in Fig. 30 und 31, kann man denselben auch über das Ausgussrohr der Pumpensäule in den Säulenkopf verlegen, welcher zu diesem Zwecke die nötige Erweiterung erhält. Saug- und Hebepumpen mit Windkessel lassen sich auch als Spritzen verwenden, indem man zu diesem Zwecke das Ausgussrohr mit Schlauchgewinde versieht. Durch das enge Mundstück des Schlauches kann das gehobene Wasser nicht sofort bei jedem Hube austreten, sondern tritt in den Windkessel unter Pressung der Luft, wodurch bei dem Rückgange des Kolbens der Wasserabfluss aus dem Windkessel gespeist wird. Die Pressung der Luft kann natürlich nicht höher getrieben werden, als die Kraftleistung von Hand

Fig. 35.

Tabelle XV.

Lichtweite des Cylinderrohres in mm . . .	65	75	90	100
Leistung in der Minute mit 45 Hub in Ltr.	20	35	50	65
Lichtweite des Saugrohres in mm	32	32	38	50
Gesamthöhe der Pumpensäule, mm	2130	2130	2130	2130
Obere Ausgusshöhe über dem Boden, mm .	1500	1500	1500	1500
Untere „ „ „ „ „ .	900	900	900	900
Preis der Pumpe mit Cylinder ohne Saugrohr, Mk.	120	125	128	130

es zulässt. Für einen Mann ist die Sekundenleistung am Schwengel 6,0 Kilogramm-Meter; die Leistung der Schwengelpumpen bei 45 Hub in der Minute schwankt je nach den Cylindermassen von 0,3 bis 1,5 Sekundenliter und demnach ist die Förderhöhe, welche ein Mann erreichen kann $\frac{6}{0,3}$ bis $\frac{6}{1,5}$ oder 20,0 bis 4,0 Meter.

Digitized by Google

Eine etwas höhere Leistung als 6,0 Kilogramm-Meter kann man durch Anwendung von stehenden Pumpenschwengeln, statt hängenden, erreichen, wie dies in Fig. 36 und 37 gezeich-

Fig. 36.

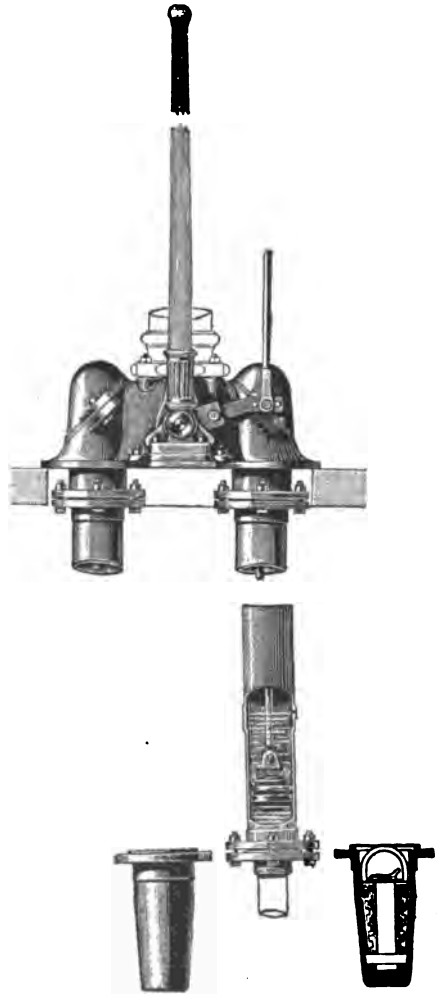


Fig. 37.

net ist. Der Angriffspunkt der Hand an dem Hebel liegt in bequemer Höhe über dem Standorte und die Bewegung des Hebels vollzieht sich pendelartig, so dass der Kraftaufwand für den Kolbenaufgang und Niedergang gleichmässig durch Zug und Druck von Seiten des Pumpenden bewirkt werden kann. Wegen dieser möglichen gleichmässigen Kraftäusserung kann man mit stehenden Schwengeln auch gleichzeitig zwei Pumpencylinder betreiben, wovon der eine Kolbenaufgang hat, während im andern der Kolben niedergeht. Dadurch wird nicht nur die Arbeit vorteilhafter verteilt, sondern auch die Wasserförderung eine gleichmässige.

Digitized by Google

Die Pumpen mit stehendem Schwengel, die von W. Garvens in Hannover geliefert werden, haben am Fusse der Säule ein Sockelgehäuse, in welchem sich die Antriebsvorrichtung in Verbindung mit dem Hebel befindet; das Sockelgehäuse ist einerseits mit dem Arbeitscylinder andererseits dem Auslaufständer durch Mutterschrauben verbunden. Nach Abnehmen des Auslaufständers werden die Bewegungsteile im Sockelgehäuse freigelegt, sowie auch der Kolben und das Saugventil hierdurch zugänglich werden.

Für grössere Pumpen werden zwei Schwengel und zwei Cylinder eingesetzt mit einem Antrieb für Bedienung durch zwei Mann verbunden und können, je nachdem man einen oder zwei Mann verwendet, damit Förderhöhen von 7 bis 18,0 m erreicht werden. Die Auslaufständer können wie bei den übrigen Pumpen von mehr oder weniger einfacher Form sein, mit verschiedener Höhe des Auslaufsrohres; haben die Ständer einen grossen Durchmesser, so wird das Steigrohr innerhalb des Ständers bis zum Auslaufe in die Höhe geführt, so dass sich bei dem Pumpen nur dies Steigrohr und nicht auch der Ständer mit Wasser füllt. Das aufsteigende Wasser ist auf diese Weise nicht dem Einflusse der Aussentemperatur ausgesetzt und bei der Entleerung durch über dem Kolben angebrachte Entleerungs- oder Frosthähne geht beträchtlich weniger Wasser verloren, weil die Lichtweite des Steigrohrs auf das geringste Mass beschränkt werden kann. Folgende Tabelle

Tabelle XVI.

Lichtweite des Arbeitscylinders, mm . . .	65	75	90	100
Lichtweite des Saug- und Steigrohrs, mm .	32	32	50	50
Leistung in der Minute mit 45 Hub in Ltr. für einen Cylinder	22	35	50	65
Preis des Sockelgehäuses und Schwengels mit einem Arbeitscylinder, Mk. . . .	75	78	82	86
Förderhöhe für den Betrieb mit 2 Mann, m	20	15	13	11
Preis des Sockelgehäuses und Schwengels mit zwei Arbeitscylindern, Mk. . . .	115	125	135	145
Förderhöhe mit 2 Mann in m	15	12	9	7

Digitized by Google

XVI enthält die Angaben über die Pumpen mit stehendem Schwengel. Fig. 36 und 37.

Für einen zweiten Schwengel erhöhen sich obige Preise um 5 Mk.; ein Frosthähnchen mit Schlüsselstange kostet 6 Mk. für einen und 9 Mk. für zwei Cylinder. Die Kosten für den gusseisernen Auslaufständer sind in obigen Preisen der Tabelle XVI nicht inbegriffen. Wird das Steigrohr im Ständer in die Höhe geführt und mit dem Auslaufrohre verbunden, so erhöht sich der Preis um 20 bis 25%.

Sämtliche bis jetzt angeführte Saugpumpen sowie Saug- und Hebepumpen können statt für Hebel- und Schwengelbetrieb auch mit Schwungrad betrieben werden, wobei zweckmässig immer ein Windkessel anzuwenden ist; besonders für anhaltenden Betrieb mit grösseren Förderhöhen sind Schwungräder mit Kurbel vorteilhaft, indem dabei die Leistung eines Menschen wegen gleichmässigerer Kraftanwendung eine günstigere und bis zu 8 Sekunden-Kilogrammmeter gerechnet werden kann. Für den Schwungradbetrieb bedient man sich gusseiserner Böcke mit Kurbelwelle und Zahnradvorgelege, sowie auch ohne dieses; für Handbetrieb befindet sich am Schwungrad ein Handgriff, für Maschinenbetrieb erhält der Antrieb-Bock eine Riemen- oder Seilscheibe. Die Vorgelege haben für Handbetrieb ein Übersetzungsverhältnis von 1:2 bis 1:3 je nach der Grösse des Kolbenhubes; für Maschinenbetrieb ist dieses Verhältnis dem Verhältnis der Pumpenhubzahl zu der Umdrehungszahl in der Minute der Kraftmaschine entsprechend anzuordnen.

Die Geradführung der Kolbenstange wird bei Kurbelbetrieb entweder durch Gabelführung oder Balancierführung wie in Fig. 38 und 39 bewirkt; die Balancierführung veranlasst immer noch eine kleine Seitenbewegung der Kolbenstange, während durch die Gabelführung die Kolbenstange sich in einer vollständig geraden Linie hin und her bewegt. Die Kurbelwellen sind entweder einfache für eine Pumpe oder zwei- und dreifache für Kuppelung von zwei und drei Kolbenstangen. Die Schwungräder haben für Handbetrieb gewöhnlich einen Durchmesser von 0,80 bis 0,90 m und werden für zweimännigen

Digitized by Google

Betrieb auch mit zwei Handgriffen versehen oder gleich zwei Schwungräder zu beiden Seiten des Bockes angebracht.

Ein Antriebbock kostet mit Gabelgeradführung und messingenen Lagern der Kurbelwelle und einfacher Kurbelwelle samt Anstrich Mk. 220 und mit doppelter Kurbelwelle

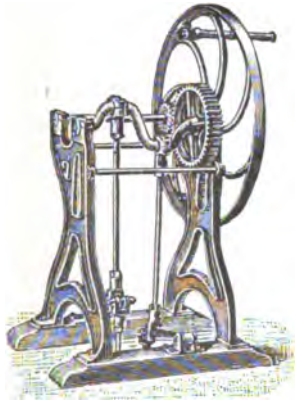


Fig. 38.

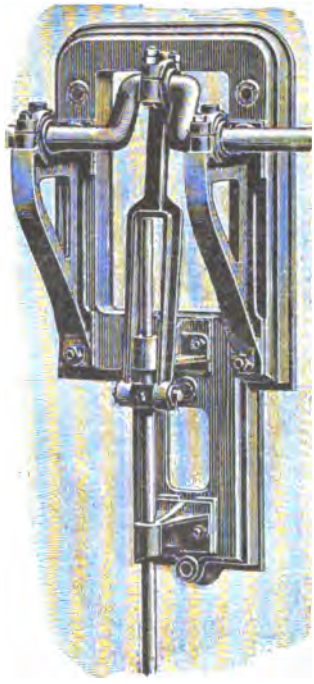


Fig. 39.

280 Mk. Ein zweites Schwungrad kostet 30 Mk. mehr. Mit fester Riemenscheibe ohne Schwungrad vermindert sich der Preis um 15 Mk., mit fester und loser Riemenscheibe von 0,50 m Durchmesser zur Auslösung erhöht sich der Preis um 10 Mk.

Die eigentliche nutzbare Wirkung einer Saug- und Hebepumpe äussert sich lediglich während des Aufganges des Kolbens, während bei dessen Niedergange lediglich die Flüssigkeit im Cylinder verdrängt werden muss; der für den Kolben-

Digitized by Google

niedergang gemachte Kraftaufwand trägt daher zur Wasserförderung unmittelbar nicht bei und ist im allgemeinen, wenn der Durchgang des Kolbenventiles genügend weit ist, nicht bedeutend; bei grossem Kolbenhub und Kolbengeschwindigkeit kann jedoch dieser Kraftaufwand auch erheblich werden und hat man zur Verminderung desselben den Pumpen verschiedene Einrichtungen gegeben.

Fig. 40.

Fig. 40 zeigt eine derartige Einrichtung, indem hier der Pumpencylinder C noch mit einem Umgangsrohre C' verbunden ist, in welchem sich auch ein nach oben öffnendes Ventil d' befindet. Bei dem Niedergange des Kolbens kann sowohl durch das Kolbenventil d als auch durch das Ventil d' die Flüssigkeit entweichen, wodurch die hydraulischen Wiederstände beim Niedergange des Kolbens verringert werden.

Bei dem Niedergange des Ventilkolbens kommt die Wassersäule im Steigrohr, welche beim Aufgange des Kolbens aufwärts in Bewegung gesetzt wurde, plötzlich zum Stillstande, wodurch, infolge der Gegenwirkung des Beharrungsvermögens der bewegten Wassersäule, Unterbrechungen derselben, verbunden mit Wasserschlägen, vorkommen können. Dieser Übelstand kann durch Einschaltung eines Windkessels in das Steigrohr gehoben werden. Um aber ferner die Wassersäule im Steigrohre von der Wasserbewegung im Cylinder bei dem Niedergange des Kolbens möglichst unabhängig zu machen, lässt man die Kolbenstange durch eine Stopfbüchse gehen und zweigt das Steigrohr mit einem Ventile d'' seitlich von dem Pumpencylinder ab, wie in Fig. 40 punktiert angedeutet ist; beim Niedergange schliesst dieses Steigventil d'' die gehobene Wassersäule vom Cylinder ab und der Kolben ist dabei nicht mehr von dieser Wassersäule belastet, sondern nur von dem durch das Gestänge ausgeübten Druck.

Digitized by Google

Das Umgangsrohr *C'* mit seinem Ventile *d'* kommt dabei in Wegfall und die Pumpe ist eine Saug- und Hebepumpe mit 3 Ventilen.

Diese Pumpen eignen sich sehr gut für Handbetrieb auf Förderhöhen bis zu 15,0 m, besonders wenn die Wasserentnahme nur eine zeitweise häufig unterbrochene, also Hebel- und Schwengelbetrieb eingeführt ist; für anhaltenden Dauerbetrieb mit der Hand ist die Anwendung von Kurbeln mit Schwungrad zweckmässig.

Fig. 41.

Fig. 41a.

Fig. 41 zeigt eine Saug- und Hebepumpe mit seitlich abgezweigtem Steigrohr und mit Stopfbüchse für Schwengelbetrieb, Fig. 42 eine solche mit Windkessel und auf Wandbrett

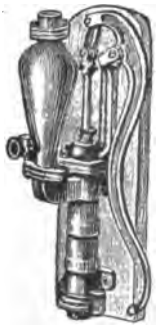


Fig. 42.

Fig. 42a.

Fig. 42b.

Digitized by Google

befestigt. Auch bei diesen Pumpen kann für grosse Tiefen des Saugwasserspiegels der Kolben in einem Arbeitscylinder in entsprechender Tiefe über Wasserspiegel, bis etwa 7,0 m darüber, aufgestellt werden, sowie auch die Abzweigung des Steigrohres mit dem Steigventile in der Nähe des Arbeits-

Fig. 43.

Fig. 44.

Fig. 45.

cylinders angebracht wird; der oberirdisch aufgestellte Pumpencylinder ist in diesem Falle nur Auslaufständer, in welchem sich das Steigrohr erhebt bis zu dem Auslaufrohre. In Fig. 43 ist eine solche Pumpe dargestellt mit Kurbelbetrieb.

Digitized by Google

Die Wandpumpe Fig. 44 kann durch Kuppelung ihrer Kolbenstange mit einer Kurbelwelle sowohl für Handbetrieb mittels Kurbel als für Maschinenbetrieb mittels Riemenscheibe eingerichtet werden und zwar kann dabei das Schwungrad oder die Riemenscheibe sowohl parallel als auch senkrecht zur Wandbohle laufen; die senkrechte Stellung zur Wandbohle zeigt Fig. 45.

Die folgende Tabelle XVII enthält alle Angaben über Ausmasse, Leistung und Preise von Saug- und Hebepumpen mit Stopfbüchsen.

Tabelle XVII.

Bezeichnung der Pumpe und ihrer Leistungen	Cylinderweite in mm				
	65	75	90	100	115
Leistung in der Minute mit 45 Hub	18	28	42	55	68
Lichtweite des Saug- und Steigrohrs	32	38	38	50	50
Grösste Hubhöhe in mm	140	150	150	160	160
Preise der Pumpen in Mk.					
Freistehende Pumpe Fig. 41 aber ohne Windkessel	35	45	55	—	—
Freistehende Pumpe Fig. 41 a mit Windkessel	43	55	65	—	—
Die mit Wandlaschen versehenen Pumpen, wie Fig. 41 dieselben Preise					
Pumpe auf Wandbrett Fig. 42 ohne Windkessel	43	50	60	75	85
Dieselbe mit Windkessel Fig. 42	50	60	70	90	97
Dieselbe für Handbetrieb mit Schwungrad ohne Windkessel Fig. 44	65	80	90	110	120
Pumpe Fig. 45 für Maschinenbetrieb mit Windkessel	90	95	105	115	122

Vorstehende Preise beziehen sich auf Pumpen mit gusseisernen Cylindern; mit messingenen Cylindern erhöht sich der Preis um 70—80 %.

Die Saug- und Steigventile bestehen aus Lederklappen, die Kolbenventile aus Messing und die Kolbendichtung aus

Digitized by Google

Leder. Wenn auch die Saug- und Steigventile aus Messing bestehen, erhöht sich der Preis um 7 bis 12 Mk. und für Messingliderung des Kolbens statt Lederdichtung ergiebt sich eine Preiserhöhung von 4 bis 7 Mk. für die in Tabelle XVII aufgeführten Pumpen.

Die Stopfbüchsen und Kolbenstangen innerhalb deren Führung sind immer von Messing. Werden die Pumpen auf gusseiserner Säule angebracht, wie Fig. 26, so erhöht sich der Preis um 12 bis 18 Mk.; die Mehrkosten für eine Wandbohle betragen 3 bis 6 Mk. für Schwengelbetrieb, wie Fig. 24, und 10 bis 15 Mk., wenn der Schwengel, wie in Fig. 25, einen besonderen Lagerbock hat.

Die Schwungräder für Handbetrieb und die Riemenscheiben für Maschinenbetrieb können sowohl parallel zur Wandbohle laufend oder auch rechtwinklig zu derselben laufend, wie in Fig. 45, gelagert werden.

Die Windkessel aus Gusseisen werden auch noch mit seitlichem Abgange, ausser demjenigen für das Steigrohr, versehen, wie in Fig. 42a, und dieser Abgang kann zugleich auch mit einem Verschlusshahne versehen sein, wie Fig. 42b. Die Preise dieser gusseisernen Windkessel enthält nachstehende Tabelle.

Tabelle XVIII.

Lichtweite mm der Pumpencylinder	mm				
	65	75	90	100	115
Windkessel mit 2 Abgängen Fig. 42a	8	10	13	16	18
Windkessel mit 2 Abgängen und 1 Abschlusshahn Fig. 42b	15	20	27	35	40

Bei Handpumpen und namentlich bei Schwengelpumpen ist der Kolbenhub ein eng begrenzter, weil das Hebelverhältnis ein mehrfaches sein muss, um nicht zu grosse Kraft zu beanspruchen; selten beträgt die Hubhöhe mehr als 150 bis 180 mm. Durch mehrere Hebelübersetzungen kann man aller-

Digitized by Google

dings einen grösseren Kolbenhub erzielen, aber die Instandhaltung in betriebsfähigem Zustande wird dadurch sehr schwierig, in der Praxis oft nicht ausführbar. Man hat daher auf andere Mittel gesonnen, mittels kleinen Kolbenhubes und ohne Erhöhung der Kolbenspielzahl die Fördermenge zu vergrössern. Ein solches Mittel besteht in der Anwendung zweier Kolben in einem gemeinsamen Cylinder. In nebenstehender Fig. 46 ist eine solche Pumpe dargestellt. *A* und *B* bezeichnen die beiden Ventilkolben und ist die Kolbenstange von *B* mittels Stopfbüchse durch den Kolben *A* geführt und im Cylinderdeckel befinden sich zwei andere Stopfbüchsen für den Durchgang der zwei Kolbenstangen. Am Fusse des Cylinders ist das Saugventil *C* eingesetzt. Die Kolbenstangen sind zu beiden Seiten des Hebel-Drehpunktes gekuppelt, so dass der eine Kolben sich aufwärts bewegt, wenn der andere abwärts geht und umgekehrt. Geht der obere Kolben *A* abwärts und der untere *B* aufwärts, so verkleinert sich dabei der Cylinderraum zwischen beiden Kolben und das Wasser wird durch das Kolbenventil *A* nach oben verdrängt, während gleichzeitig durch den Aufgang des Kolbens *B* Wasser im unteren Cylinderteile angesaugt wird. Tritt nun die Umkehr der Bewegung ein, so wird das über dem Kolben *A* befindliche Wasser bei dem Aufgang dieses Kolbens durch den seitlichen Ausgang *F* in die Höhe gefördert, und durch den Niedergang des Kolbens *B* wird das im unteren Cylinder vorhandene Wasser nachgedrängt zur Füllung des zwischen beiden Kolben sich vergrössernden Cylinderraumes. Mittels dieser doppeltwirkenden Saug- nnd Hebepumpe wird durch jede Hebelbewegung, Niederdrücken oder Heben, ein Ansaugen und ein Heben der Wassersäule bewirkt und damit die Kraft nach jeder Richtung gleichmässig beansprucht. Ein Übelstand ist jedoch das Bedürfnis von 3 Stopfbüchsen, welche die Bewegung erschweren und sorgfältige Wartung beanspruchen.

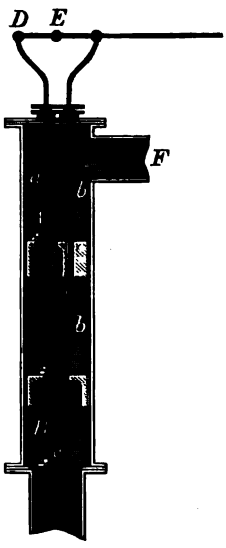


Fig. 46.

Digitized by Google

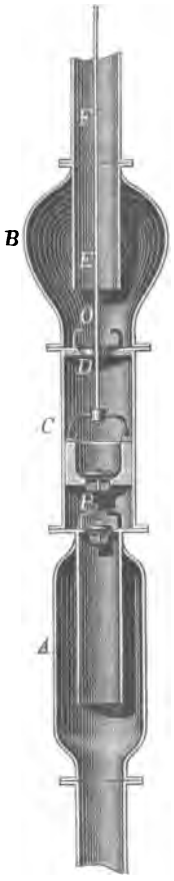


Fig. 47.

Eine sinnreiche Einrichtung der Saug- und Hebepumpe besteht in der durch Fig. 47 dargestellten Verbindung von zwei Windkesseln mit der Pumpe. Unter dem Pumpencylinder *C* befindet sich der Saugwindkessel *A*, an welchen sich das Saugrohr anschliesst und oberhalb des Cylinders erhebt sich der Druckwindkessel *B*, in welchen das Steigrohr taucht. Durch die vereinigte Wirkung beider Windkessel ergiebt sich ein ununterbrochenes Aufsteigen des Wassers, sowohl im Saug- als im Steigrohre. Am unteren Ende des Druckwindkessels befindet sich ein Ventil *D*, welches auf der Kolbenstange beweglich ist und auf einem bestimmten Teile des Hubes demselben folgt. Dieses Ventil verhindert, dass der Kolben durch den Druck der oberen Wassersäule belastet wird.

Für Pumpen, die in tiefen Schachten aufzustellen sind, können durch Anwendung eines sogen. Wassergestänges die schweren eisernen Gestänge in Wegfall kommen, indem allein das Steigrohr mit seiner Wasserfüllung zur Übertragung des Druckes dient; durch Fig. 48 ist eine solche Pumpe mit hydrostatischem Gestänge abgebildet.

Der Hauptteil dieser Pumpen-Konstruktion besteht in der Verbindung zweier Kolben *A* und *B* von verschiedenem Durchmesser, die sich in zwei zugehörigen Cylindern *aaa'a'* und *bbb'b'* bewegen. Die beiden Kolben sind durch ein Rohr *C*, das mit Löchern *oo* versehen ist, verbunden, so dass sich beide Kolben gleichzeitig auf und ab bewegen, wodurch bei dem Niedergange der Kolben der Cylinderraum zwischen beiden Kolben sich vergrössert und umgekehrt bei dem Kolbenaufgange sich verkleinert. Diese Raumveränderungen verursachen das Ansaugen und Heben der Wassersäule. *G* ist ein Windkessel, in welchem beim Niedergang des Kolbens die Luft gepresst wird, während sie bei dem Kolbenaufgange auf den Kolben wirkt.

Digitized by Google

Fig. 48.

Der Doppelkolben *AB* wird von dem Treibkolben *J* in folgender Weise angetrieben: Das Ventil *T* sitzt fest auf der Kolbenstange, welche ihre Bewegung von einer Kraftmaschine erhält; der Kolben *J* spielt frei um die Kolbenstange in einer der Hubhöhe des Ventiles *T* gleichen Höhe. Bei dem Niedergange der Kolbenstange wird das Ventil *T* zunächst auf den Kolben niedergedrückt und schliesst dadurch dem Wasser die Durchgangsöffnung; hierauf wird der Kolben selbst niedergedrückt. Bei dem Niedergange des Kolbens *J* wird dessen Druck durch die Wassersäule im Rohre *DD* auf den Kolben *A* übertragen und dieser ebenfalls niedergedrückt, wobei das Saugventil *e* sich öffnet und das angesaugte Wasser aufsteigen lässt. Bei dem Aufgange der Kolbenstange hebt sich das Ventil *T* von dem Kolben *J* wieder ab, öffnet dessen Durchgang und das von der gepressten Luft des Windkessels emporgetriebene Wasser kann hier auf-

Digitized by Google

steigen in das Steigrohr F. Bezeichnet D den Durchmesser des Treibkolbens J, welcher gleich demjenigen des Kolbens A sei, und D_1 sei gleich dem Durchmesser des Kolbens B, und verdrängt der Treibkolben J bei seinem Niedergange W Kubikmeter Wasser, so muss der Kolben A dieselbe Wassermenge verdrängen, während der grössere Kolben B eine Wassermenge W_1 verdrängt, welche gleich ist:

$$W_1 = W \cdot \frac{D_1^2}{D^2} \text{ cbm.}$$

Der Unterschied $(W_1 - W) = W_2$ ist die Wassermenge, welche beim Niedergange der Kolben angesaugt und bei dem Aufgange derselben gehoben wird, nämlich:

$$W_2 = W \cdot \left(\frac{D_1^2}{D} - 1\right).$$

Bei dem Kolbenaufgange sind die Widerstände grösser als bei dem Niedergange, was durch den Windkessel mit seiner gepressten Luft ausgeglichen wird; je grösser der Windkessel, desto gleichmässiger geht die Wasserförderung vor sich.

Wenn der Treibkolben J und der kleine Kolben A gleichen Durchmesser haben, dann ist auch der Hub des Treibkolbens $= H$ gleich dem des Doppelkolbens AB; hat jedoch A einen andern Durchmesser D_2, so verhält sich der Hub der beiden Kolben umgekehrt wie die Quadrate der Durchmesser D und D_2, nämlich $\frac{H}{H_2} = \frac{D_2^2}{D^2}$; die verdrängte Wassermenge $W = \pi/4 \cdot D^2 \cdot H$.

Der Hub $H_2 = \frac{H \cdot D^2}{D_2^2}$ und da D_1 der Durchmesser des grossen Kolbens B ist, so erhält man die von diesem verdrängte Wassermenge $W_1 = \pi/4\, D_1^2 \cdot H \cdot \frac{D^2}{D_2^2}$ und die Hubwassermenge

$$W_2 = W_1 - W = \pi/4\, D^2 \cdot H \left(\frac{D_1^2}{D_2^2} - 1\right)$$

und ist $D_2 = D$, dann ist

$$W_2 = \pi/4 \cdot H \cdot (D_1^2 - D^2).$$

Eine Pumpe von $D = 250$ mm, $D_1 = 290$ mm und $H = 150$ mm liefert demnach

$$3{,}1416 \cdot 0{,}150\,[(0{,}250)^2 - (0{,}290)^2] = 0{,}010 \text{ cbm}$$

Wasser bei jedem Kolbenspiele.

Digitized by Google

Eine andere Einrichtung der Wassergestänge-Pumpe besteht darin, dass der Windkessel den Doppel- oder Differential-Kolben ganz umschliesst, statt demselben wie in Fig. 48 unten angehängt zu sein. Den Luftersatz in den Windkesseln kann man durch sogenannte Schnarch ventile, die unter dem Saugventile angebracht werden, bewirken.

Der Windkessel kann auch ganz in Wegfall kommen, wenn man zwei Doppelkolben anwendet, welche einander entgegengesetzte Bewegung haben. Die Cylinderräume unter den beiden grossen Kolben sind durch ein Rohr miteinander verbunden, wodurch sich der Druck des einen Kolbens auf den andern fortpflanzt und diesem eine aufwärts gehende Bewegung erteilt, welche Arbeit bei den Pumpen mit einem Doppelkolben durch die Pressluft des Windkessels verrichtet wird.

Eine Saug- und Hebepumpe mit einem aus Scheiben- und Tauchkolben zusammengesetzten Ventilkolben ist in Fig. 49 dargestellt. Die Kolbenstange ist im Querschnitte halb

Fig. 49.

Digitized by Google

so gross als der Cylinder; sie verdrängt bei dem Niedergange die Hälfte des Cylinderinhaltes, die andere Hälfte wird bei dem Aufgange des Kolbens in die Höhe gefördert. Auf diese Weise ist die Flüssigkeit im Steigrohre in gleichmässiger, ununterbrochener Bewegung und kann daher die Lichtweite des Steigrohres entsprechend klein bemessen werden.

An dem kegelförmigen Ende der hohlen Kolbenstange befindet sich:

1. das mit 4 grossen Öffnungen versehene Eisengussstück *A* in Form eines abgestuzten Kegels,
2. zwei Metallringe *r*,
3. ein becherförmig gearbeitetes Kautschukstück *K* und
4. ein zweites Eisenstück *B*, das dem beweglichen Kautschukbecher als Unterlage dient und mit Öffnungen für den Durchgang der Flüssigkeit bei dem Niedergange des Kolbens dient.

Das Saug-, sowie das Steigventil besteht auch aus einer beweglichen Kautschukplatte *P*, die auf ein eisernes Gitter *G* aufschlägt; diese Ventile sind schrägliegend, um den sogen. schädlichen Raum zwischen Kolben und Ventil thunlichst zu vermindern.

Eine Pumpe mit 3 Ventilkolben zeigt die Fig. 50; die Kolben werden durch eine gemeinschaftliche Kurbelwelle angetrieben, und sind die Kurbeln in einem Winkel von 120° gegeneinander verstellt. Bei jeder Umdrehung wird demnach der Cylinderinhalt zwischen dem höchsten Stande des oberen Kolbens und dem tiefsten Stande des unteren Kolbens in die Höhe gefördert und ist daher die Fördermenge hier gleich dem Dreifachen einer einfachen Pumpe von gleicher Hubhöhe. Ausserdem wird durch die verschiedene, mit der Kurbelstellung wechselnde Kolbengeschwindigkeit, infolge der Kurbelverstellung eine ziemlich gleichmässige Förderung der Flüssigkeit bewirkt.

Dieselbe Wirkung kann man auch durch Aufstellung von 3 Pumpen mit je einem Kolben erreichen, nur würden in diesem Falle mehr Ventile erforderlich sein.

Statt die Kolben alle in einem Cylinder unterzubringen, kann man dieselbe auch auf zwei Cylinder verteilen, wie z. B.

Digitized by Google

nach Fig. 51, wo 4 Kolben paarweise in zwei Cylindern in gleichem Sinne sich bewegen. Die Kolbenventile je eines Kolbenpaares an gemeinschaftlicher Kolbenstange öffnen und schliessen jedoch in entgegengesetzter Richtung, so dass das eine geschlossen ist, wenn das andere sich dem Durchgange öffnet. Ebenso haben die Ventile der sich in beiden Cylindern einander gegenüberliegenden Kolben entgegengesetzten Aufschlag. In den einen Cylinder mündet das Saugrohr, von dem anderen das Steigrohr.

Bei jedem Auf- und Niedergange der Kolben saugen zwei

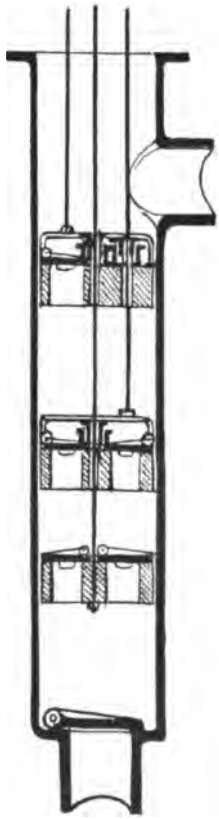


Fig. 50.

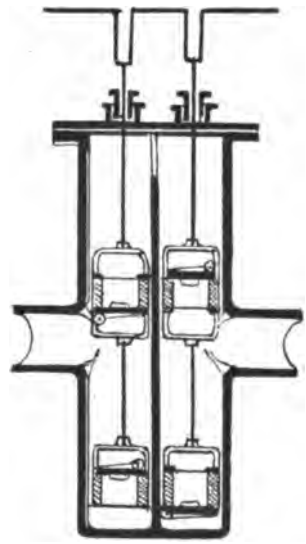


Fig. 51.

Kolben und zwei drücken oder heben die angesaugte Flüssigkeit in das Steigrohr, wodurch die Wirkungsweise diejenige einer zweifachen doppelt wirkenden Saug- und Hebepumpe wird, welche keines Saug- und Steigventiles bedarf. Die Bewegung der beiden Kolbenstangen geschieht von einer gemein-

Digitized by Google

samen Kurbelwelle. Statt der in Fig. 51 vorhandenen 4 Kolben, kann man auch nur zwei derselben, die beiden oberen oder die beiden unteren anwenden, also nur die eine oder andere Hälfte der 4 Kolbenpumpe; man erhält dadurch eine einfache, doppelt wirkende Saug- und Hebepumpe.

Statt die beiden Cylinder unmittelbar nebeneinander anzuordnen, können dieselben auch gleichzeitig übereinander stehen.

Verwendet man statt eines Scheibenkolbens einen Tauchkolben mit Ventil, so ergiebt sich eine Pumpe, wie sie Fig. 52 zeigt. Das beim Aufgange des Tauchkolbens angesaugte

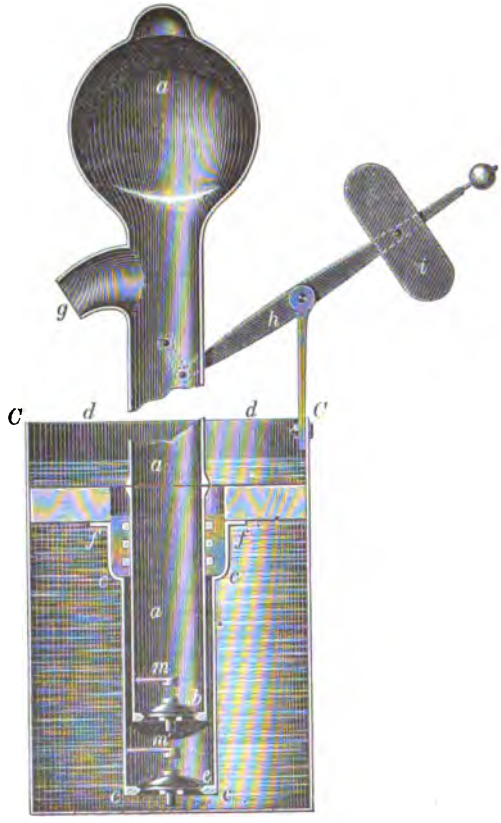


Fig. 52.

Fig. 53.

Wasser wird bei dessen Niedergange durch den Auslauf *g* ausgegossen. Um das Gewicht des Wassers im Tauchkolben aus-

Digitized by Google

zugleichen, ist an dem Pumpenhebel ein Gegengewicht *i* angebracht. Der Windkessel *a* über dem Auslauf *g* nimmt bei dem Kolbenniedergange den Stoss des nach oben verdrängten Wassers auf, wenn dies nicht rasch genug Abfluss findet. Eine besondere Anwendung der oben beschriebenen Pumpeneinrichtung zeigt die in Fig. 53 dargestellte Gartenspritze mit hohler Kolbenstange.

Eine doppelt wirkende Saug- und Hebepumpe mit Tauchkolben, wie sie von Rittinger für Wasserhaltung in Bergwerken gebaut wurden, zeigt Fig. 54. Die Pumpe besteht aus zwei feststehenden Röhren *A* und *E* sowie aus dem beweglichen Rohre *BC*, welches letztere mit dem Gestänge verbunden ist. An das untere Rohr *A* schliesst sich das Saugrohr *C* mit dem Saugventile *m* an; ein zweites Ventil *n* befindet sich in der Erweiterung des als Tauchkolben wirkenden Rohres *BC*.

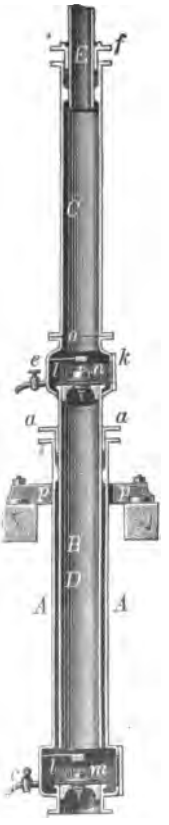


Fig. 54.

Bei dem Aufgange des Kolbens *BC* wird die Flüssigkeit in das untere Festrohr *A* angesaugt und gleichzeitig wird aus dem oberen Kolbenrohre *C* die Flüssigkeit nach dem Steigrohre *E* verdrängt. Bei dem Niedergange des Kolbens *BC* tritt so viel Flüssigkeit durch das Ventil *n* in das obere Kolbenrohr *C* als der Tauchkolben *B* aus dem Cylinder *A* verdrängt; diese Flüssigkeitsmenge füllt das obere Kolbenrohr, ist aber grösser als dessen Raum und es muss daher ein Teil der Flüssigkeit noch im Steigrohre *E* aufsteigen. Da die Pumpe also sowohl bei dem Auf- als bei dem Niedergange des Kolbens die Flüssigkeit in das Steigrohr hebt und nur bei dem Aufgange saugt, so ist sie einfach saugend und doppelt hebend. Bezeichnet D_1 den äusseren Durchmesser des unteren Kolbenrohres *B*, und D_2 den äusseren Durchmesser des Steigrohres *E*, sowie D_3 dessen inneren Durchmesser, so erhält man folgende Beziehungen dieser Durchmesser zu

Digitized by Google

einander für den Fall, dass sowohl bei dem Aufgange, als auch bei dem Niedergange des Kolbens eine gleich grosse Flüssigkeitsmenge gehoben werden soll, d. h. dass sich die Flüssigkeit in der Steigröhre E stetig mit einer mittleren Geschwindigkeit $= S_s$ bewegt, wenn die Kolbengeschwindigkeit $= S$ ist.

Es muss stattfinden:

$$\pi/_4 \cdot \frac{D_1^2}{2} = \pi/_4 \cdot D_2^2 \text{ oder } D_2^2 = {}^1/_2 \cdot D_1^2, \text{ sowie } D_2 = 0{,}707 \cdot D_1$$

Da die ganze vom unteren Kolbenrohre B angesaugte Flüssigkeitsmenge stetig durch die Steigröhre sich erhebt, während das Ansaugen nur während des Kolbenaufganges, also mit Unterbrechung stattfindet, so bewegt sich durch die Steigröhre in der Zeiteinheit nur halb so viel Flüssigkeitsmenge als in derselben Zeiteinheit angesaugt wird. Daraus ergiebt sich:

$$\left.\begin{aligned} &\pi/_4 \cdot \frac{D_1^2}{2} \cdot S = \pi/_4 \cdot D_s^2 \cdot S_s \text{ oder} \\ &D_s = 0{,}707 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{S}{S_s}} \end{aligned}\right\} \begin{aligned} &S = \text{Geschwindigkeit des Kolbenrohres.} \\ &S_s = \text{Geschwindigkeit im Steigrohre.} \end{aligned}$$

Bezeichnet man die Wandstärke der Steigröhre mit w, so ist $D_s = D_2 - 2 \cdot w = 0{,}707\, D_1 - 2\, w$ daher

$$0{,}707 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{S}{S_s}} = 0{,}707 \cdot D_1 - 2\, w$$

$$\text{oder } \sqrt{\frac{S}{S_s}} = \frac{0{,}707 \cdot D_1 - 2\, w}{0{,}707 \cdot D_1} = 1 - \frac{2\, w}{0{,}707 \cdot D_1}$$

Der Wert $\sqrt{\frac{S}{S_s}}$ ist also immer kleiner als 1,0 so lange $0{,}707\, D_1$ grösser als $2\, w$ ist; d. h. die Geschwindigkeit S_s der Flüssigkeit im Saugrohre ist immer grösser als diejenige der Kolbenbewegung.

Bis zu einer Tiefe von 100 bis 140 m genügt bei Anwendung dieser Saug- und Hebepumpen ein Pumpensatz; ist die Kraftmaschine doppelt wirkend, so sind zwei Pumpensätze aufzustellen. Die Steigröhren der beiden Pumpen werden in diesem Falle oberhalb des Tauchkolbens miteinander vereinigt und ein gemeinschaftliches Steigrohr zwischen den zwei Pumpengestängen in die Höhe geführt.

Digitized by Google

An der Wirkungsweise der Pumpe ändert sich nichts, wenn man das obere Kolbenrohr *C* nicht unmittelbar mit dem Ventilgehäuse *e* verbindet, sondern zwischen beide noch eine längere Röhrenfahrt einschaltet; der lichte Durchmesser dieser Zwischensteigrohre *Z* kann kleiner sein als derjenige der oberen Kolbenröhre *C* und macht man denselben gewöhnlich gleich gross wie die Lichtweite der oberen Steig- oder Ausgussröhre *E*. Erhält das Zwischensteigrohr *Z* eine solche Länge, dass das obere Kolbenrohr *C* bis in die Höhe des obersten Ausgussrohres reicht, so fällt das Gestänge auf die ganze Hubhöhe weg, indem die Zwischenleitung *Z* an dessen Stelle die Bewegung vermittelt; man erhält auf diese Weise eine Grubenpumpe ohne Gestänge, wie sie in Fig. 55 abgebildet ist. Die Gestänglose Pumpe ist vorzugsweise dann anwendbar, wenn die Kraftmaschine einfach wirkend ist, da in diesem Falle auf das obere Kolbenrohr *C* unmittelbar die Kraftübertragung bewirkt werden kann, wie dies aus der Fig. 55 ersichtlich ist. Ist die Schachttiefe so bedeutend, dass mehrere Pumpen übereinander gesetzt werden müssen, so wird nur der unterste Satz gestänglos eingerichtet.

Fig. 55.

Der Umstand, dass die Kolben dieser Schachtpumpe von aussen leicht in der Schmiere unterhalten werden können, sowie dass sandhaltiges Wasser auf die Abnutzung der Kolben keinen Einfluss hat, macht sie besonders für Grubenzwecke geeignet. Ein weiterer Vorzug der Pumpe ist, dass sie einachsig ist, indem Saug- und Steigrohr, Pumpencylinder und Gestänge eine gemeinschaftliche Achse haben.

Die Bauweise der in Fig. 56 dargestellten Pumpe besteht in der Vereinigung

Digitized by Google

eines Ventil-Scheibenkolbens mit einem hohlen Tauchkolben in einem Cylinder. Die Pumpe ist in das Wasser eines Brunnens eingetaucht und an dem Brunnenmauerwerk befestigt. Bewegt sich der Scheibenkolben *e* abwärts, so schliesst das Ventil *p* und das Ventil *a* legt sich vor die Öffnung bei *e*; gleichzeitig öffnet sich das Ventil *g*, der Raum *b* füllt sich mit Wasser, während aus dem Raume *o* unter dem Scheibenkolben das Wasser in dem hohlen Tauchkolben *c* aufwärts getrieben wird. Bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens öffnet sich Ventil *p*, wodurch sich der Raum *o* wieder mit Wasser füllt; gleichzeitig aber verdrängt der Scheibenkolben aus *b* in den als Steigrohr dienenden Tauchkolben *c*. Die Pumpe saugt und hebt das Wasser also sowohl beim Auf- als wie bei dem Niedergange und lassen sich die Ausmasse der einzelnen Teile so berechnen, dass die Wasserförderung im Steigrohre eine stetige ist, mit einer für jede Bewegungsrichtung des Kolbens durchschnittlich gleich grossen Geschwindigkeit.

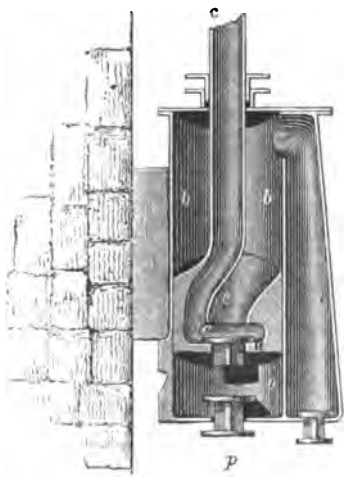


Fig. 56.

Ist die verwendete Betriebskraft für Auf- und Niedergang stets gleich gross und soll dem entsprechend auch die Fördermenge für beide Bewegungsrichtungen des Kolbens dieselbe sein, so werden zu diesem Zwecke Pumpen mit Doppelkolben angewendet, wie eine solche schon in Fig. 51 Seite 113 abgebildet wurde. Statt der dort angenommenen Vereinigung von 2 Scheibenkolben, kann aber auch ein Tauch- und Scheibenkolben in einem Cylinder sich bewegen; siehe Fig. 57.

Der Tauchkolben *T* trägt an seinem unteren Ende den Ventilkolben *K*; V_1 bezeichnet das Steigventil, V_2 das Kolben- und V_3 das Saugventil. Bei dem Aufgange des Kolbens saugt die Pumpe und der ganze unter dem Kolben *K* befindliche Cylinderraum füllt sich mit der angesaugten Flüssigkeit, gleich-

Digitized by Google

zeitig wird von dem Scheibenkolben die über ihm stehende Flüssigkeit aus dem Cylinder in das Steigrohr gehoben. Bei dem Niedergange der Kolben wird die Flüssigkeit aus dem unteren Cylinderraum durch das Kolbenventil V_2 nach dem Raum oberhalb des Scheibenkolbens verdrängt und gleichzeitig aber auch aus diesem nach dem Steigrohr durch den Tauchkolben verdrängt. Die Pumpe ist daher einfach saugend und doppelt hebend. Durch entsprechend grossen Querschnitt des Tauchkolbens gegenüber der Weite des Pumpencylinders kann man die erforderliche Betriebskraft für Auf- und Niedergang des Kolbens gleichmässig verteilen. Bezeichnet man mit F den lichten Cylinderquerschnitt, mit f den vollen Querschnitt des Tauchkolbens und beträgt die für das Saugen allein erforderliche Betriebskraft der n^{te} Teil der gesamten Betriebskraft A, also $\frac{A}{n}$, so ist die Kraft

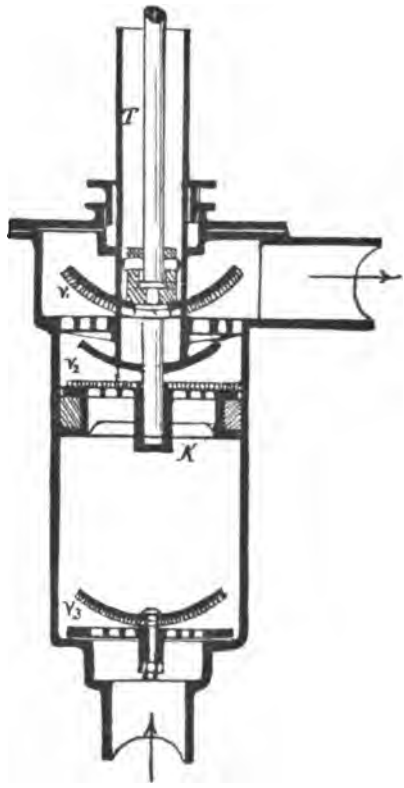


Fig. 57.

für den Kolbenaufgang: $A_1 = \frac{A}{n} + A \cdot \frac{F}{2 \cdot m}$

für den Kolbenniedergang: $A_2 = A \cdot \left(F - \frac{F}{2m} \right)$.

Beide Werte sollen gleich gross sein, daher

$\frac{1}{n} + \frac{F}{2m} = F - \frac{F}{2m}$ oder $\frac{1}{n} = F\left(1 - \frac{1}{m}\right)$, woraus sich ergiebt

$m = \frac{F \cdot n}{(F \cdot n - 1)}$ und daraus erhält man den Wert von f durch

Digitized by Google

$$f = \frac{F}{2} + \frac{F}{m} = \frac{F}{2} + \frac{(n \cdot F - 1)}{n}.$$

Der Querschnitt des Tauchkolbens muss daher etwas grösser gemacht werden als der halbe Querschnitt des Cylinders, je nachdem die Saughöhe grösser oder kleiner ist.

Eine besondere Verwendung finden die Saug- und Hebepumpen für die Abessynischen Röhrenbrunnen. Die Aufstellung der Röhrenbrunnen geschieht entweder dadurch, dass man das untere Ende der Röhre mit einer Stahlspitze ausrüstet und diese bis unter den Grundwasserspiegel mittels einer Handramme einschlägt (Schlag- oder Rammbrunnen) oder

Fig. 58.

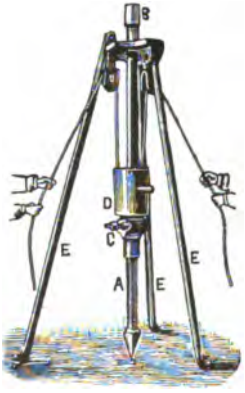


Fig. 59.

dass man statt der Stahlspitze am unteren Ende eine schraubenförmige Spitze anbringt und damit die Röhren abwärts bis in genügende Tiefe dreht. Am Ende ist die Röhre mit kleinen Löchern als Seiher gebildet, der im feinen Sande noch durch ein feines Metallsieb vervollständigt wird. Behufs Reinigung

Digitized by Google

des Seihers muss die Röhre von Zeit zu Zeit herausgezogen werden. In Kiesboden kann nur der Schlag- oder Rammbrunnen zur Anwendung kommen, für Sandboden dagegen eignet sich der Dreh- oder Schraubenbrunnen am besten; Bedingung ist, dass bei dem Eintreiben der Röhre, diese immer in senkrechter Stellung erhalten wird. Befindet sich der Wasserspiegel in grösserer Tiefe, als die Saugfähigkeit der Pumpe beträgt, so muss ein Arbeitscylinder bis zu geeigneter Tiefe eingegraben werden, der nach unten mit den Schlagröhren, nach oben mit der Pumpe verbunden wird. Vor dem Einrammen der Brunnen ist es ratsam, sich durch einen Bohrversuch mit einem Erdbohrer über die Beschaffenheit des Untergrundes Gewissheit zu verschaffen. Fig. 58 zeigt einen Röhrenbrunnen in fertiger Aufstellung.

In Fig. 59 ist ein Rammapparat für Röhrenbrunnen abgebildet; *EEE* ist der Dreifuss mit 2 Kolbenzügen, *D* der Rammbär, *C* eine Rohrklemme mit Schrauben, *B* eine Führungsstange. Fig. 60 zeigt einen Erdbohrer, Fig. 61 zeigt eine Rammspitze mit Messinggaze und Fig. 62 eine Einschraubspitze mit Messinggaze. Zum Einschrauben der Röhren mittels der Einschraubspitze bedient man sich der Doppelhebel-Kluppe Fig. 63.

Fig. 60.

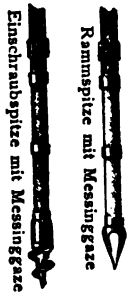


Fig. 61 u. 62.

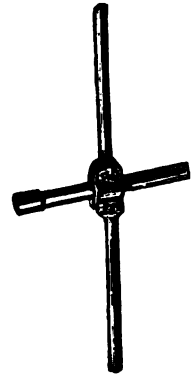


Fig. 63.

Rich. Langensiepen in Magdeburg-Buckau, sowie W. Garvens in Hannover liefern die Röhrenbrunnen mit allem Zubehör für

Digitized by Google

verschiedene Rohrlichtweiten. In folgender Tabelle XIX sind die Massangaben und Preise hierfür zusammengestellt.

Tabelle XIX.

Preise der Röhrenbrunnen-Teile.

Bezeichnung der Gegenstände	Rohrlichtweiten in mm			
	25	32	40	50
Ein Dreifuss mit 2 Rollenzügen	40	40	40	40
Ein Rammbär	12	15	18	21
Eine Rohrklemme mit 4 Schrauben	25	25	27	27
Eine Führungsstange	4	5	6	8
Ein Erdbohrer	12	14	16	18
Eine Hebelkluppe	16	16	17	18
Eine Rammspitze mit Messinggaze samt Kugelventil	22	22	26	33
Schmiedeeiserne, verzinkte Rammröhren das laufende Meter	3,50	4,80	5,50	7,30
Eine Pumpe wie Fig. 19 Seite 42	15	18	24	27
Fördermenge in der Minute bei 40 Hub in Liter	15	21	35	50

Für grössere Tiefen und besonders, wenn der Untergrund steinig, sehr dicht und fest oder gar felsig ist, kann man die Röhren nur nach vorausgegangener Aushöhlung des Bodens mittels Bohrer und nach Entfernung des Bohrmehles, versenken. Während man bei den Ramm- und Schraub-Röhrenbrunnen nur auf kleine Lichtweiten der Röhren bis 60 mm beschränkt ist, kann man bei Bohrbrunnen oder Bohrschalen nach Bedarf grössere Lichtweite wählen. Die Mindestlichtweite beträgt gewöhnlich bei Bohrschalen 60 mm und die Höchstlichtweite 500 mm; ausnahmsweise werden auch noch grössere Lichtweiten der Bohrschalen ausgeführt. Für die Lichtweiten unter 200 mm werden meist gewalzte und geschweisste schmiedeeiserne Röhren verwendet, besonders wenn das Bohrloch luft- und wasserdicht abgeschlossen werden soll. Wo es nur darauf ankommt, das Bohrloch gegen Nachsturz zu sichern, ohne dichten Abschluss, werden genietete Blechröhren angewendet von 100 mm Lichtweite und darüber.

Für luft- und wasserdichten Abschluss des Bohrloches von grösserem Durchmesser als 200 mm nimmt man gusseiserne

Digitized by Google

Röhren, da man diese gegen den hohen Wasserdruck genügend stark herstellen kann.

Jede Bohrschale hat am untern Ende einen scharfen Rohrschuh, der in leichtem Boden durch Pressen und Drehen der Röhren ein Vordringen der letzteren erleichtert. Der untere Teil der Bohrröhre ist auf die Höhe des zu fassenden Grundwasserstromes gelocht oder geschlitzt für den Wassereintritt. In sandigem Boden ist es nötig, das Eindringen von Sand durch Vorlage eines Seihers oder Filters zu verhindern. Zu diesem Zwecke wird nicht die Bohrschale selbst gelocht oder geschlitzt, sondern es wird innerhalb derselben ein Saugrohr bis auf den Grund des Bohrloches abgelassen und dieses Saugrohr erhält am untern Ende die entsprechende Seiher- oder Filtervorrichtung. Die Seiher bestehen aus einem feinen Geflechte von Messingdraht, welches über den durchlässigen Teil der Saugröhre gezogen wird. Ist der Seiher durch den Gebrauch mit der Zeit durch Sand und Schlamm verlegt, so kann er durch Herausziehen des Saugrohres einer Reinigung unterworfen werden.

Die Filter bestehen entweder aus einem ausziehbaren Filterkorbe oder der Zwischenraum zwischen Saugrohr und Bohrschale wird mit einer Kiesschicht ausgefüllt bis über den geschlitzten Teil des Saugrohres. Dabei ist entweder die Bohrschale auf dieselbe Höhe auch geschlitzt oder sie wird nach Einbringung des Filtermaterials so hoch gezogen, dass die Schlitze des Saugrohres dem Wassereinlasse freigegeben werden. Behufs Reinigung des verschlammten Filters muss das Saugrohr ausgezogen und das Filtermaterial ausgebaggert werden. Die Dicke der Filterschicht zwischen Saug- und Mantelrohr macht man gewöhnlich 100 bis 200 mm und lässt die Korngrösse des Kieses in der Richtung von innen nach aussen abnehmen. Wird Pressluft zur Wasserverdrängung aus der Bohrröhre angewendet, um die Absenkung der Röhre durch Vertiefung des Bohrloches von innen heraus am untern Rande der Bohrschale unmittelbar zu bewirken, so muss diese mindestens eine Lichtweite von 1,0 m haben. Ein durch einen Motor betriebenen Luftkompressor steht mit dem luftdicht abgeschlossenen Mantelrohre derart in Verbindung, dass nach

Digitized by Google

Fig. 64.

Bedarf der Kompressor ausgeschaltet und das Mantelrohr zum Ab- und Aufsteigen der Arbeiter, sowie zur Förderung des gelösten Bodenmaterials benutzt werden kann.

Sehr tiefe Bohrlöcher, namentlich solche, welche mehrere Wasserstockwerke durchfahren, müssen vollständig verrohrt werden, teils um den Nachfall zu verhüten, teils um das Eindringen unerwünschter Wasser zu verhüten. Die Verrohrung sehr tiefer Bohrlöcher ist gewöhnlich teleskopartig, indem man zu leichterer Überwindung des Widerstandes bei dem Niedertreiben der Röhrenfahrt diese in einzelne Strecken zerlegt, woran jede für sich eingetrieben wird. Damit man aber, nachdem eine Strecke eingetrieben, die nächstfolgende nachbringen kann, muss diese eine kleinere Lichtweite als die vorangegangene haben, so dass die ganze Bohrschale aus mehreren sich immer mehr verjüngenden Röhrenstrecken besteht, wie ein ausgezogenes Teleskop; man bezeichnet dies auch als verlorne Röhrenfahrt. Die einzelnen Rohrstrecken greifen an ihren Enden übereinander und die hier entstehende Fuge muss abgedichtet werden; derartige Röhrenstrecken können aber nur schwer oder gar nicht weiter gesenkt oder gehoben werden (daher der Name „verlorne"), weshalb es besser ist, jede einzelne Röhrenstrecke bis zu Tag reichen zu lassen.

Ist das Wasser durch eine Bohrschale aus grösserer Tiefe zu entnehmen, so muss ein Pumpencylinder in der zulässigen Saughöhe über dem Wasserspiegel in das Saugrohr eingeschaltet werden, in welchem zugleich die Kolbenstange in die Höhe geht, wie Fig. 64.

Weisse & Monski in Halle bauen derartige Rohrbrunnen-Pumpen als Specialität, derart, dass behuf Nachsehens und Ausbesserns Pumpenkolben und Ventile mit dem Gestänge herausgezogen werden können, ohne die Druckleitung und den Oberbau demontieren zu müssen. Der Oberbau ist mit

Digitized by Google

cylindrischer Kreuzkopf-Geradführung, mit hydraulischer Gestänge-Ausbalancierung konstruiert.

Diese Rohrbrunnenpumpen werden mit Kolbenhub von 300, 350, 450, 600, 800 und 1000 mm Länge ausgeführt mit Fördermengen bis zu 1000 Liter in der Minute. In Fig 65 ist eine solche Rohrbrunnenpumpe von genannter Firma dargestellt.

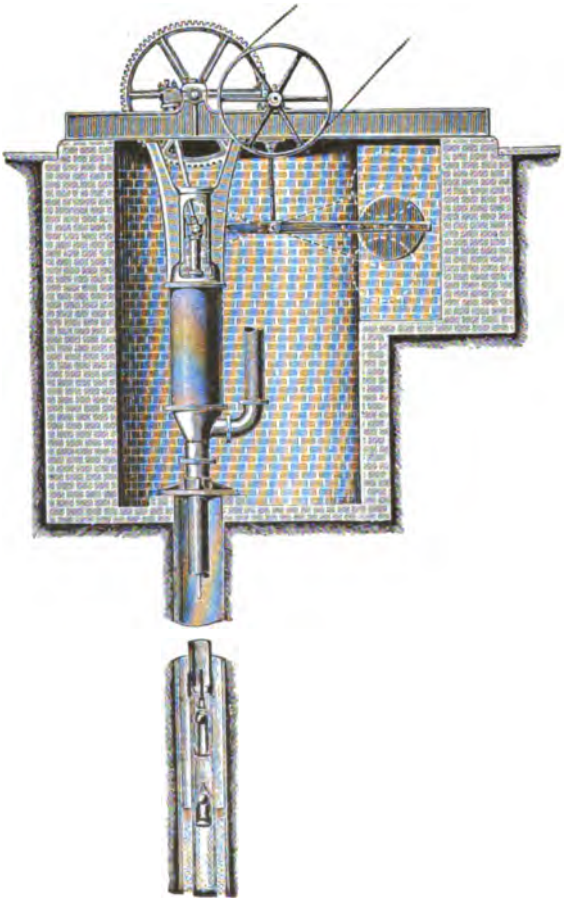


Fig. 65.

Bei grösserer Tiefe des Saugwasserspiegels als 15,0 m unter der Bodenoberfläche kann man an Stelle der Gestänge-

Digitized by Google

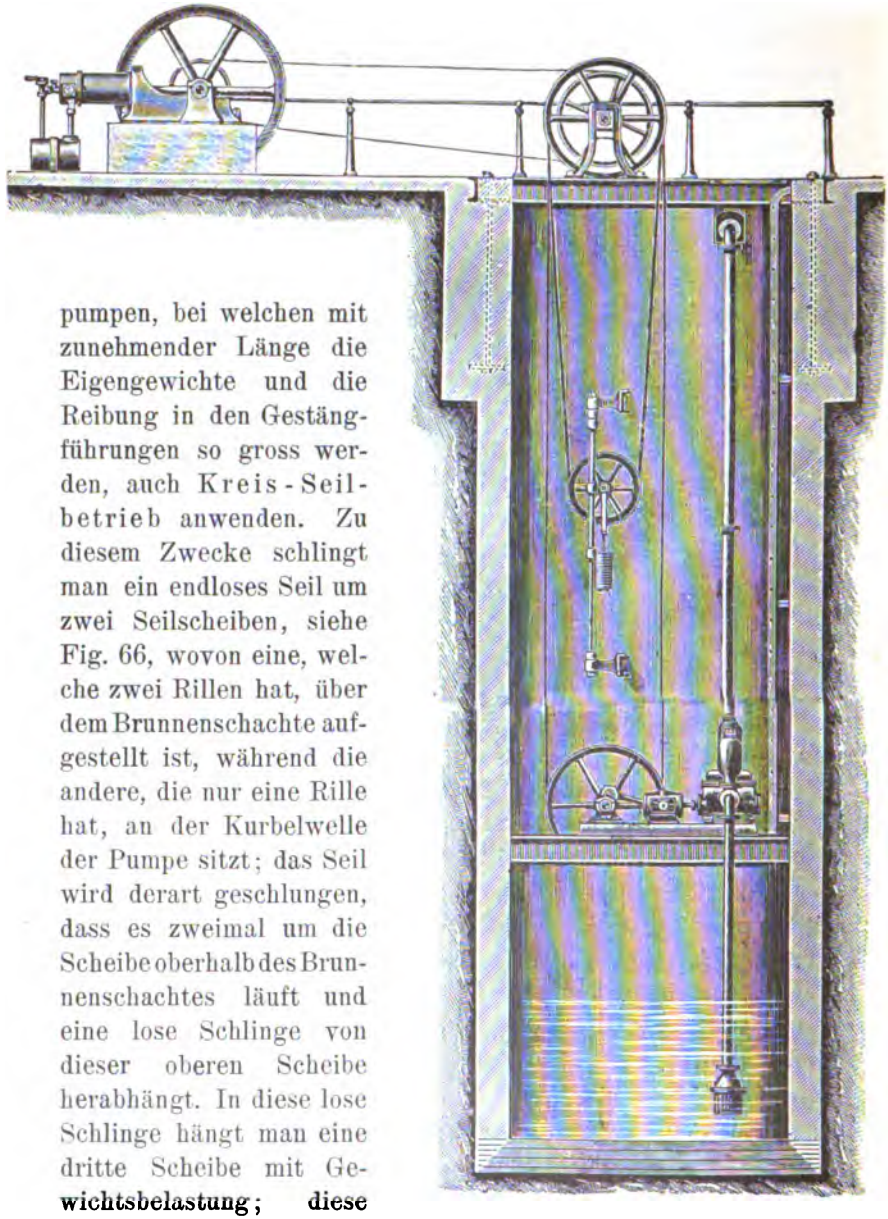


Fig. 66.

pumpen, bei welchen mit zunehmender Länge die Eigengewichte und die Reibung in den Gestängführungen so gross werden, auch Kreis-Seilbetrieb anwenden. Zu diesem Zwecke schlingt man ein endloses Seil um zwei Seilscheiben, siehe Fig. 66, wovon eine, welche zwei Rillen hat, über dem Brunnenschachte aufgestellt ist, während die andere, die nur eine Rille hat, an der Kurbelwelle der Pumpe sitzt; das Seil wird derart geschlungen, dass es zweimal um die Scheibe oberhalb des Brunnenschachtes läuft und eine lose Schlinge von dieser oberen Scheibe herabhängt. In diese lose Schlinge hängt man eine dritte Scheibe mit Gewichtsbelastung; diese Spannscheibe ist an einer

Digitized by Google

an der Schachtwand befestigten Stange geführt. Die Spannung der losen Schlinge durch die belastete Spannscheibe wird auf die äusseren Treibseile durch die obere Scheibe übertragen, so dass bei dieser Einrichtung ein Nachspannen des Seiles nicht nötig ist, wie dies bei anderen Seilbetrieben infolge Ausdehnung des Seiles erforderlich wird.

Für den Antrieb der Pumpen, welche in tiefen Bohrlöchern versenkt werden müssen, verwendet man auch Balanciers, weil dabei die Mündung des Bohrloches durch die Antriebvorrichtung nicht überdeckt wird, sondern jederzeit zugänglich ist und das ganze aus Röhren, Gestänge, Cylinder bestehende Pumpwerk oder Teile desselben herausgezogen werden können.

Zur Ausgleichnng des Gestänggewichtes und damit zur Erreichung eines gleichmässigen Pumpenganges trägt der Balancier anf der dem Gestänge gegenüberliegenden Seite ein Gegengewicht. Dies Gewicht kann durch Auflage von mehr oder weniger Ausgleichplatten dem mit der Bohrlochtiefe wechselnden Gestänggewichte entsprechend geregelt werden.

Die Kurbel, welche die Betriebskraft auf den Balancier überträgt erhält drei Bohrungen in verschiedener Entfernung von der Drehachse für die Aufnahme des Kurbelzapfens, wodurch dem Pumpenkolben die für die jedesmalige Förderhöhe und die zu Gebote stehende Betriebskraft geeignetste Hublänge gegeben werden kann.

Die Bohrschale ist an ihrer Mündung durch einen gusseisernen Abschlusskopf wasserdicht abgeschlossen; das Gestänge ist durch eine Stopfbüchse dieses Kopfes geführt und für den Anschluss des oberirdischen Steigrohres hat derselbe eine seitliche, mit Verbindungsflansche versehene Ausmündung, die eine beliebige Weiterführung der geförderten Flüssigkeit gestattet. Nach Abnahme des Deckels mit Stopfbüchse dieses Abschlusskopfes lässt sich das Gestänge samt Pumpenkolben ohne Störung der Rohrleitungen leicht nach oben herausziehen.

Der Arbeitscylinder der Saug- und Hebepumpen für Bohrbrunnen und bis 89 mm Cylinderweite besteht aus 5 mm starkem nahtlosem, gezogenem Messingrohr; alle übrigen Teile, Kolben, Kugel-Ventile und Ventilsitze, sind ebenfalls aus Messing; siehe Fig 67. Der Kolben wird für drei übereinander gesetzte

Digitized by Google

Ledermanschetten besonders lang ausgeführt, wodurch gute Führung und Dichtung erreicht wird. Der lichte Durchmesser der Steigröhre soll die Cylinderweite um etwa 10 bis 12 mm

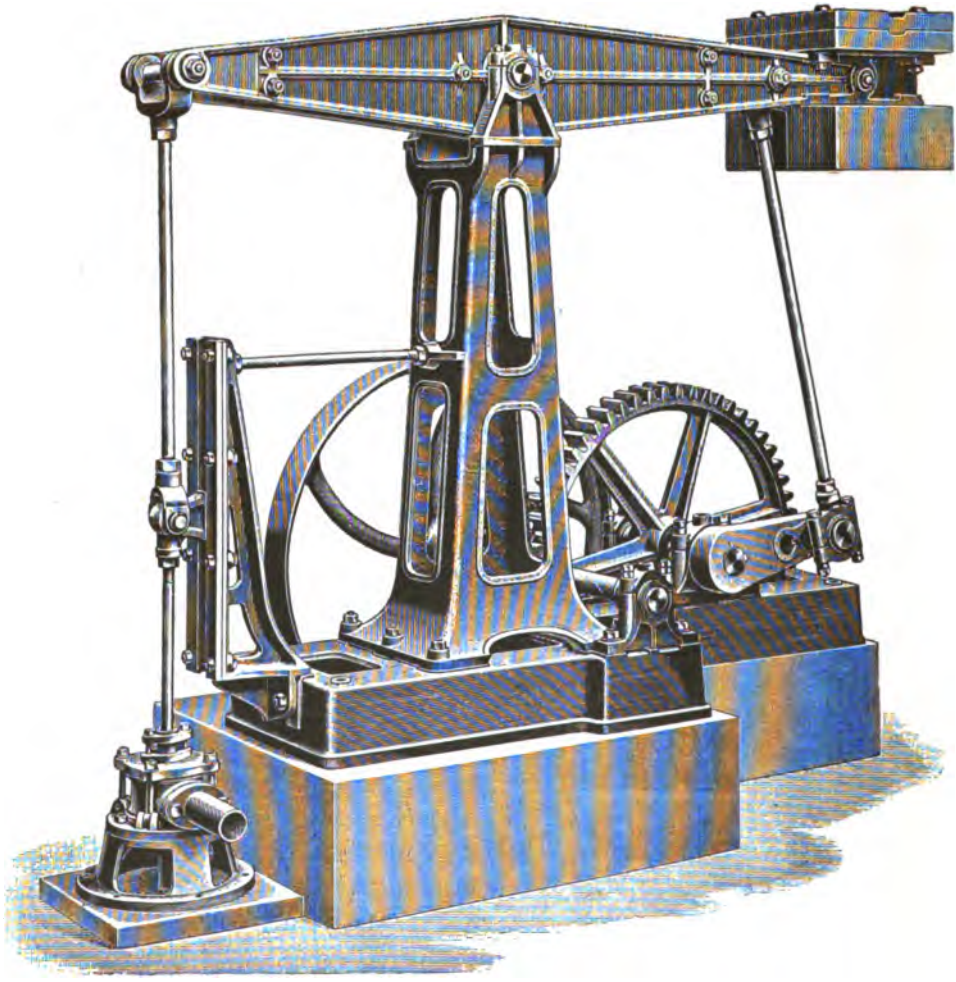


Fig. 67.

übersteigen, damit der Pumpenkolben nach oben herausgezogen werden kann. Am untern Ende des Saugrohres ist kein Fussventil eingesetzt, sondern nur ein einfacher Saugkorb von der Weite des Saugrohres.

Digitized by Google

Die Pumpenfabrik von W. Garvens in Hannover liefert derartige Pumpen für Bohrbrunnen mit den in nachstehender Tabelle XX verzeichneten Grössen und Preisen.

Tabelle XX.

Cylinderweite in mm	51	64	76	89
Baulänge des Cylinders in mm	800	886	906	916
Grösste Hubhöhe in mm	550	550	550	550
Fördermenge für 1 Hub in Liter bei 550 mm Hubhöhe	1,12	1,76	2,49	3,42
„ 430 mm „	0,878	1,38	1,95	2,67
„ 310 mm „	0,63	0,99	1,40	1,92
Lichtweite des Saugrohres in mm	32	38	51	51
„ des Steigrohres für Kolbendurchzug	64	76	89	102
Äusserer Durchmesser des Steigrohres	90	104	116	128
Preis der Pumpe mit Saugkorb ohne Röhren und Gestänge in Mark	60	80	95	115

Ein Banlancier-Antriebswerk hierzu mit fester Riemenscheibe von 1000 mm Durchmesser und Gegengewicht von 225 kg kostet 1000 Mk., hierzu noch für eine lose Riemenscheibe 65 Mk., für Abschlusskopf und Ausgleichplatten 70 Mk. Das Gestänge für obige Pumpen besteht aus schmiedeeisernen Röhren von 20 mm Lichtweite. Die Pumpen werden mit 10 Hub in der Minute für Förderhöhen von 70 bis 180 m ausgeführt, wobei ein Kraftbedürfnis von 0,025 bis 0,11 Pferdestärken für je 10,0 m Förderhöhe sich ergiebt, je nach der Grösse der Pumpe.

Für Förderhöhen unter 70—80 m wendet man besser statt Balancierantrieb einen unmittelbaren Kurbelantrieb an und erstrebt die gleichmässige Kraftverteilung und zugleich Wasserförderung durch Aufstellung von 3 Pumpen nebeneinander, deren Kurbelkröpfungen an der gemeinsamen Welle um 120° verstellt sind. Das Gestänge besteht auch hier für Cylinderweiten von 51 bis 125 mm, da es nur auf Zug beansprucht wird, aus 20 mm weiten schmiedeeisernen Röhren. W. Garvens in Hannover liefert solche Drillings-Hebepumpen zu folgenden Preisen.

Digitized by Google

Tabelle XXI.

Cylinderweite in mm	51	64	76	102	126
Grösste Hublänge in mm	200	200	250	250	250
Fördermenge für 1 Hub in Liter . . .	1,2	1,9	3,4	6,0	9,2
Lichtweite der Saug- und Druckrohre in mm	32	32	38	51	64
Baulänge der Pumpen zwischen Saug- und Druckrohr in mm	590	590	680	737	788

Bei Göpelbetrieb mit 4,0 m langem Zugbaume und Zuggeschwindigkeit der Pferde von 0,9 m hat die Kurbelwelle für ein Übersetzungsverhältnis des Stirnrädervorgeleges von 1:2 eine minutliche Umdrehungszahl von 21 für eine Übersetzung 2:5 eine solche von 27.

Für eine Förderhöhe bis 60 m genügt zum Betriebe der oben angeführten Drillingspumpen ein einpferdiger und bis zu 80 m Förderhöhe ein zweipferdiger Göpel. Die Göpel können über dem Brunnenschachte oder seitwärts desselben aufgestellt werden. Die Gestänge erhalten von 4 zu 4 m Rollen-Geradführung und sind mittels Balancier-Geradführung mit der Kurbelwelle verbunden.

Für Handbetrieb mittels Schwungrad und Kurbel, wobei das Übersetzungsverhältnis 1:2—2:5 oder 1:3 sein kann, werden gewöhnlich 45 Umdrehungen des Schwungrades in der Minute angenommen, also 15—18 oder 22 Kolbenspiele; ein Mann fördert damit bis auf 25 m, 2 Mann erreichen eine Gesamtförderhöhe bis 50,0 m.

Für Anwendung von Maschinenkraft macht die Riemenscheibe 50 bis 75 Minuten-Umdrehungen und das Übersetzungsverhältnis ist wie für Handbetrieb; die Umdrehungen der Kurbelwelle sind demnach 16 bis 37, die Förderhöhen gehen bis 80 m.

Die Fördermengen ergeben sich

für einpferd. Göpel zu . . . . . 16—195 Minutenliter
„ zweipferd. „ „ . . . . . 20—248 „
„ Handbetrieb durch 1 Mann zu . . . 11— 75 „
„ „ „ 2 „ „ . . . 11—135 „
„ Kraftbetrieb zu . . . . . 20—230 „

Digitized by Google

Obige Leistungen sind für Hand- und Göpelbetrieb zugleich Höchstleistungen der lebenden Motoren; während bei Maschinenkraft die Leistungen durch Steigerung der Kraft und Anwendung stärkerer Pumpen wesentlich erhöht werden können.

Ausser zur Förderung von Wasser werden die Saug- und Hebepumpen noch zu anderen Zwecken benutzt, wie z. B. Jauchenpumpen mit Gummikugelventilen, feststehend, trag- oder fahrbar; J. E. Näher in Chemnitz baut Entwässerungspumpen, die aus Cylindern (wie die Schachtpumpe Fig. 28) mit Saugwindkessel bestehen; oben sind die beiden Cylinder durch einen Kanal mit einander verbunden und auf diesem Kanal ist eine kleine Dampfmaschine angebracht, deren Arbeit durch ein Zahnradvorgelege auf die Zwillingspumpe übertragen wird. Der zum Betriebe nötige Dampfkessel ist ein Siederkessel für einen Dampfdruck von 6 Atmosphären, woran die vollständige Armatur, sowie zwei Speisevorrichtungen angebracht sind. Der Kessel ist mit Ummantelung und mit einem 3,0 m hohen Schornsteinrohr versehen.

Diese Pumpen werden für Fördermengen von 500 bis 3000 Minutenliter hergestellt.

Eine eigenartige Bestimmung hat die von Ww. Joh. Schuhmacher in Köln gebaute Cementpumpe mit Manschettenkolben und Gummikugelventilen. Sie dient zur Ausfüllung von Rissen und Fugen in schadhaftem Mauerwerk mittels Cementmörtel; zweckmässig verwendbar an Wänden, Gewölben und besonders in Tunnels. Die Steigleitung besteht hier aus Gummi-Spiralschlauch, dessen Mündung mit kupfernen Strahlrohr versehen ist.

B. Saug- und Druckpumpen.

Während bei den Saug- und Hebepumpen nur Ventilkolben zur Anwendung kommen, sind die Saug- und Druckpumpen nur mit Kolben ohne Ventile ausgerüstet; sie haben nur massive Scheiben- . oder geschlossene Tauchkolben. Ein weiterer Unterschied besteht darin, dass bei den Saug- und Hebepumpen das Saugventil vor dem Kolben, das Steigventil hinter dem Kolben liegt, während bei der Saug- und Druckpumpe die beiden

Digitized by Google

Ventile immer auf ein und derselben Seite des Kolbens liegen. Ist nur ein Paar Ventile vor oder hinter dem Kolben vorhanden, so ist die Pumpe einfachwirkend, wenn beiderseits des Kolbens je ein Ventilpaar, bestehend aus Saug- und Druckventil, vorhanden ist, dann ist sie doppeltwirkend.

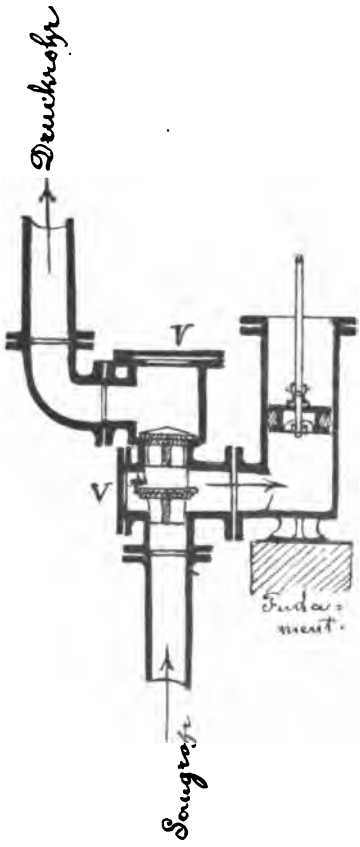


Fig. 68.

Fig. 68 stellt eine einfachwirkende Druckpumpe mit geschlossenem Scheibenkolben dar; die beiden Ventile sitzen seitlich der Pumpe, welche durch einen Rohrstutzen am unteren Ende des Pumpencylinders mit den Ventil-Gehäusen *V* in Verbindung ist. Die Pumpe saugt bei dem Aufgange des Kolbens aus dem Saugrohre und drückt bei dem Niedergange in das Druckrohr; der Pumpencylinder füllt sich daher nur unterhalb des Kolbens mit Flüssigkeit, so dass der Cylinder oben offen bleiben und die Kolbenstange, welche mittels Gelenk an den Kolben gekuppelt ist, im Cylinder während der Kolbenbewegung hin und her schwingen kann und der Kolben dadurch auch jederzeit leicht zugänglich ist. Die Ventilgehäuse *V* sind mit Abschlussdeckeln versehen, nach deren Entfernung die Ventile nachgesehen und nötigenfalls ausgewechselt werden können.

Nach der Anordnung der Fig. 68 hat die einfachwirkende Druckpumpe nur dann ein gleichmässiges Kraftbedürfnis für die auf- und niedergehende Kolbenbewegung, wenn die Saughöhe annähernd gleich der Druckhöhe und das Gewicht des

Digitized by Google

Kolbengestänges nicht erheblich ist. Im allgemeinen eignet sich diese Pumpe deshalb nur für Kräfte, welche diesem Wechsel des Kraftbedürfnisses folgen können, wie dies z. B. bei Handbetrieb möglich ist. Hat die Pumpe ein langes Gestänge mit beträchtlichem Gewichte, so kann unter Umständen damit ein Gleichmass des Kraftbedürfnisses erreicht werden, wenn die Druckhöhe in entsprechendem Verhältnis die Saughöhe übersteigt; durch Erhöhung oder Verminderung des Gestänggewichtes lässt sich eine Ausgleichung erzielen, aber ein Übelstand ergiebt sich, dass das Gestänge auf Druck beansprucht wird, wodurch Ausbiegungen desselben veranlasst werden können. Legt man jedoch Saug- und Druckventil nicht wie in Fig. 68 unter, sondern über den Kolben, so dass die Pumpe bei dem Kolbenaufgange drückt und bei dem Niedergange saugt; dann ist auch der Cylinder umgekehrt, sein unteres Ende ist offen, das obere geschlossen und die Kolbenstange wird in diesem Falle unter dem Cylinder durch einen Hebel mit dem Gestänge verbunden. Liegt der Drehpunkt C des Hebels zwischen den Verbindungspunkten A und B mit Kolben und Gestänge, so ist hier ebenfalls das Gestänggewicht für die Druckbewegung des Kolbens wirksam, während bei der Saugbewegung dies Gewicht mit gehoben werden muss. Ist der Punkt A und B vom Drehpunkt E gleichweit entfernt, so sind auch Kolbenhub und Hubhöhe des Gestänges gleich gross; hat die Kraftmaschine eine von der zulässigen Pumpengeschwindigkeit wesentlich abweichende Grösse, so kann in dieser Beziehung eine Ausgleichung durch Verschiedenheit der Länge der Hebelarme AE und BE bewirkt werden. Auch bei der in Fig. 68 dargestellten Anordnung der Pumpenventile mit oben offenem Cylinder lässt sich eine Hebelverbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge anwenden; nur müssen in diesem Falle die beiden Verbindungspunkte A und B auf ein und derselben Seite des Drehpunktes E liegen, wenn das Gestänggewicht für die Druckwirkung der Pumpe ausgenützt werden soll.

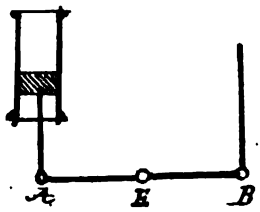


Fig. 68a.

Digitized by Google

Die doppeltwirkende Pumpe, Fig. 69, saugt und drückt bei jeder Kolbenbewegung; je ein Paar Saug- und Druckventile

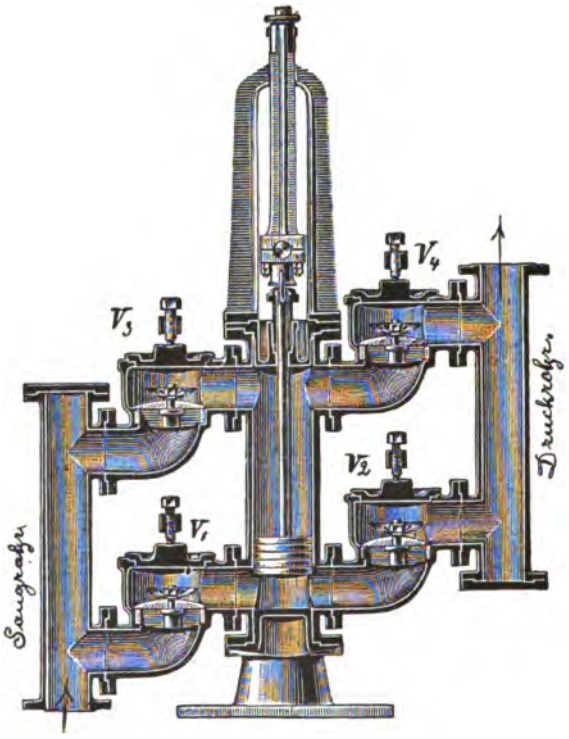


Fig. 69.

liegen auf derselben Seite des Pumpencylinders mit einem zugehörigen gemeinsamen Saug- und Druckrohre. Der Kolben ist nach Abnahme des oberen Cylinderdeckels, die Ventile nach Abnahme der Deckel der Ventilgehäuse V zugänglich. Das Kraftbedürfnis ist hier für Auf- und Niedergang des Kolbens gleich gross.

Statt der in den Figg. 68 und 69 angenommenen geschlossenen Scheibenkolben, können auch Tauchkolben oder beide Arten Kolben zugleich angewendet werden, wofür die folgenden Beschreibungen der üblichen Pumpeneinrichtungen genügend Beispiele liefern.

Digitized by Google

Einfachwirkende Saug- und Druckpumpen. In Fig. 70 ist eine Pumpe abgebildet, welche sich durch ihre einfache Bauweise zur Förderung reinen und unreinen Wassers sehr gut eignet; es sind zu diesem Zwecke die Kanäle für den Durchgang der Flüssigkeit möglichst weit angelegt und

Fig. 70.

die Ventile sind Kugelventile aus Gummi; für ölige Flüssigkeiten sind die Kugelventile aus Eisen. Kolben und Ventile sind durch Lösung einiger Schrauben leicht zugänglich. Da die Pumpe gewöhnlich zu verschiedenen Zwecken mit wechselndem Standorte verwendet wird, so ist dieselbe auf Holzgestell montiert, und die Saug- und Druckröhren haben Schlauchverschraubungen, können jedoch auch für Blei- oder Eisenrohr-Verbindungen vorgerichtet werden.

Die Preise dieser Pumpe sind in nachstehender Zusammenstellung enthalten, einschliesslich Anstrich derselben, sowie mit Kugel-Gummiventilen, wie sie von W. Garvens in Hannover bezogen werden können.

Digitized by Google

Cylinder-Lichtweite in mm	Lichtweite des Saug- und Druckrohres in mm	Lichtweite der Spritzschläuche in mm	Leistung für ein Kolbenspiel in Liter	Preis in Mark
126	65	50	2,5	180

Für Eisenventile erhöht sich der Preis um 36 Mk.
Für einen Druckwindkessel um 15 Mk.

Statt eincylindrig wie Fig. 70 wird die Pumpe auch zweicylindrig angelegt und kostet sie 340 Mk., ihre Lieferung ist dann für ein Kolbenspiel 5 Liter und die Lichtweite des Saug- und Druckrohres 75 mm.

Ferner wird die Pumpe auch fahrbar auf einem Gestelle mit 4 gusseisernen Rädern geliefert und betragen hierfür die Mehrkosten für die eincylindrige Pumpe 50 Mk., für die zweicylindrige 150 Mk. Um die Pumpe als Spritze benutzen zu können, kostet die vollständige Einrichtung hierzu, bestehend aus Druckwindkessel, Schlauchverschraubung, 3,0 m Hanfschlauch von 50 mm Lichtweite, sowie mit Strahlrohr für ein- oder zweicylindrige Pumpen 43 Mk.

Fig. 71 ist eine freistehende Pumpe, die gewöhnlich zum Aufpumpen von Jauche benutzt wird. Pumpenkörper und Strahlrohr sind drehbar, so dass die Flüssigkeit nach jeder Richtung auf eine Entfernung von 20 m ausgestreut werden kann. Die Pumpe kostet samt Anstrich mit Kugelventilen aus Gummi 100 Mk., mit eisernen Glockenventilen 10 Mk. weniger, mit eisernen Kugelventilen 6 Mk. mehr. Die Cylinder-Lichtweite beträgt 115 mm, die Hubhöhe 160 mm, die Saugrohrlichtweite 50 mm, die Lichtweite des Schlauches 38 mm und die Lieferung für ein Kolbenspiel 1,6 Liter.

Durch Fig. 72 ist eine Gartenspritze abgebildet, welche tragbar eingerichtet ist. Die Pumpe mit Windkessel ist aus Eisen hergestellt, mit Klappenventilen versehen, die Ventile gut zugänglich, und beträgt die erreichbare Wurfweite etwa 15,0 m. Die Lichtweite des Cylinders beträgt 50 mm, diejenige des Saugschlauches 20 mm und des Spritzenschlauches 15 mm;

Digitized by Google

der Preis beläuft sich mit 1,2 m Gummi-Spritzschlauch und Strahlrohr, sowie Saugkorb, alles lackiert, auf 37 Mk.

Dieselbe Pumpe wird auch mit einem Wasserkasten von 40 Liter Inhalt aus verzinktem Eisenblech ausgerüstet, aus welchem die Pumpe saugt; ist der Wasserkasten tragbar, so kostet diese Kastenspritze mit vollständiger Ausrüstung 55 Mk.;

Fig. 71.

Fig. 72.

ist der Kasten auf zwei Rädern fahrbar dann 70 Mk. Dieselbe Pumpe oder Gartenspritze mit Cylinder und Ventilgehäuse aus Messing, sowie mit Kugelventilen kostet tragbar, ohne Wasserkasten 61 Mk., mit Wasserkasten und fahrbar 107 Mk. Wird die Pumpe mit einer Cylinderweite von 65 mm und einem Inhalt des Wasserkastens von 75 Liter geliefert, so erhöht sich der Preis um 12 Mk. bezw. 25 Mk.

In zweicylindriger Anordnung und grösserer Cylinderweite wird aus der obigen Gartenspritze eine Feuerspritze mit doppelarmigem Hebel wie in Fig. 73. Mit Rücksicht auf den Zweck dieser Spritzen sind Cylinder, Kolben, Kegelventile und Verschlussdeckel sämtlich aus Rotmetall und alle Bewegungsteile gut zugänglich.

Digitized by Google

Ist die Spritze auf Holzgestell tragbar aufgesetzt mit 75 mm Cylinderweite, 250 mm Hub, Lieferung für einen Doppelhub von 2,28 Liter, Lichtweite des Saug- und Spritzenschlauches 38 mm, dann beträgt der Preis mit 5,0 m Gummispiralschlauch und 10 m Spritzschlauch samt den Verschraubungen und Saugkorb, sowie Anstrich 400 Mk.

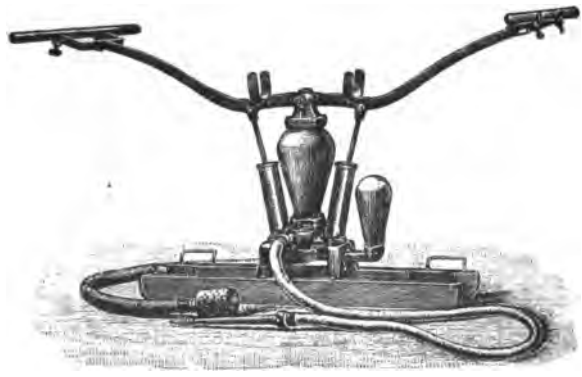


Fig. 73.

Ist diese Spritze fahrbar auf 4 gusseisernen Rädern, dann erhöhen sich die Kosten um 50 Mk. Dasselbe Pumpenpaar als Abprotzspritze mit schmiedeeisernem Wasserkasten von 180 Liter Inhalt samt Schlittengestell und Wagen eingerichtet, kostet mit 2 Strahlröhren, 5,0 m Gummi-Spiralschläuchen und 10,0 m Hanfschlauch samt Verschraubungen und Saugkorb 780 Mk. Diese Spritzen erreichen eine senkrechte Strahlhöhe von 20 m und eine Wurfweite bis 25,0 m.

Wenn die Cylinder und dgl. statt aus Rotguss, aus Gusseisen hergestellt werden, ermässigt sich der Preis für eine Cylinderweite von 75 mm um 200 Mk., und eine Spritze von 100 mm Cylinderweite kostet 100 Mk. mehr als eine solche von 75 mm Weite.

In den Katalogen von W. Garvens in Hannover, Rich. Langensiepen in Magdeburg-Buckau, sowie von A. L. G. Dehne in Halle a. S. finden sich über derartige oben angeführte Pumpen ausführliche Angaben.

Digitized by Google

Für unreine dicke und warme Flüssigkeiten eignen sich besonders die Pumpen mit Tauchkolben wie Fig. 74, die mit Antriebsvorrichtungen für Hand- oder Kraftbetrieb versehen werden. Der Preis dieser Pumpe ohne Antriebsvorrichtung mit gusseisernem Cylinder und Ventilen für 125 mm Kolbendurchmesser, 150 mm Kolbenhub und 50 mm Lichtweite der Saug- und Druckröhren, sowie mit einer Lieferung von 75 Liter in der Minute bei 40 Hub beträgt 140 Mk. Sind Kolben, Ventile und Ventilsitze aus Messing, so erhöht sich der Preis auf 200 Mk.; ist auch noch der Pumpenkörper aus Messing, dann ist der Preis 420 Mk.

Für Kraftbetrieb werden zwei solche einfachwirkende Pumpen zu einer Zwillingspumpe vereinigt, mit Antriebsbock, Kurbelwelle, fester und loser Riemenscheibe versehen, wofür ein Kostenaufwand von etwa 300 Mk. entsteht, und wozu dann noch der oben angegebene Preis für zwei Pumpen hinzuzurechnen ist.

Als Dampfkessel-Speisepumpe für Hand- und Maschinenbetrieb wird die durch Fig. 75 abgebildete einfachwirkende

Fig. 74.

Fig. 75.

Saug- und Druckpumpe mit Tauchkolben angewendet. Pumpencylinder und Ventilgehäuse sind aus Gusseisen, die Kegelventile und ihre Sitze aus Rotguss. Für verschiedene Grössen derselben sind in der folgenden Tabelle XXI die Preise enthalten für

Digitized by Google

freistehende Pumpen auf Fussplatte für Handbetrieb mit Hebel. Der Pumpenkörper ist auf dem Unterteile drehbar und der Druckhebel verstellbar nach allen Richtungen.

Tabelle XXII.

Preise von Kessel-Speisepumpen.

Kolbendurchmesser in mm	30	38	50	65	75
Hubhöhe in mm	100	100	100	100	100
Lichtweite der Saug- und Druckröhren in mm	20	20	20	25	30
Lieferung in der Minute bei 40 Hub in Liter	2,8	4,4	8,1	12,5	18,1
Preis für Handbetrieb in Mk. . . .	40	45	55	65	—
Preis für Handbetrieb mit Schwungrad in Mk.	—	—	160	165	—
Preis für Maschinenbetrieb mit fester und loser Riemenscheibe in Mk. .	—	—	165	180	260

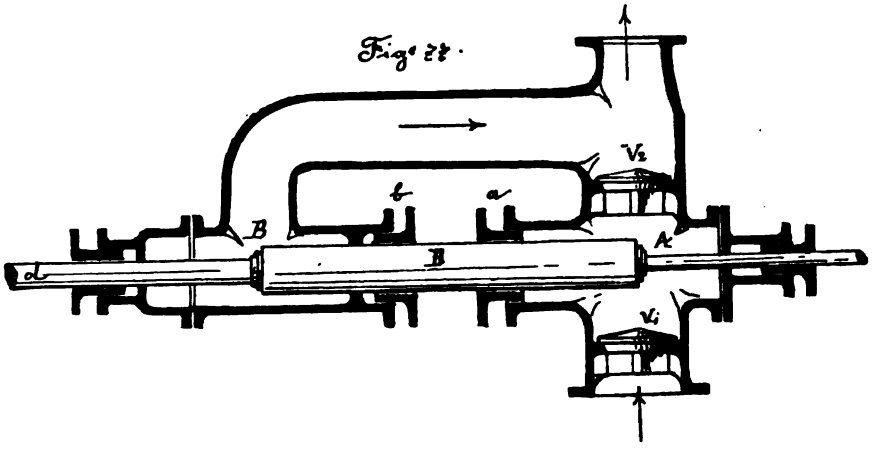
Für die Druckprobe der Röhren wird diese Kesselspeisepumpe ebenfalls verwendet und zu diesem Zwecke auf einem schmiedeeisernen Wasserkasten aufgesetzt, Fig. 76, mit Manometer und Ablassventil versehen; ausserdem werden diese Pumpen mit zwei in einander beweglichen Kolben versehen, wovon der eine 60 mm, der andere 25 mm Durchmesser hat. Für Niederdruck bis 10 Atmosphären wird der grosse Kolben, für Hochdruck bis 25 Atmosphären der kleine Kolben benutzt. Der messingene kleine Kolben ist in den messingenen grossen eingeschliffen und mit diesem für Niederdruck durch einen Steckstift fest verbunden; für Hochdruck wird dieser Stift ausgezogen, der grosse Kolben mit dem Cylinder festgestellt, so dass sich nun der kleine Kolben im grossen hin und her bewegt. Der grosse Kolben hat einen vollen

Fig. 76.

Digitized by Google

Querschnitt von 0,0028 qm und für 10 Atmosphären einen Druck von 28 kg zu überwinden; der kleine Kolben mit einem Querschnitt von 0,00049 qm und für 25 Atmosphären mit 12,5 kg zu drücken. Der Preis für die Druckpumpe der Fig. 76 beträgt einschliesslich Wasserkasten und Manometer 230 Mk. Zu besonderen Zwecken werden Presspumpen für einen Druck von 200 bis 300 Atmosphären gebaut.

Um den Nachteil der ungleichen Arbeitsleistung für Auf- und Niedergang der Kolben einfachwirkender Pumpen aufzuheben, wendet man zwei Cylinder an, in denen ein Tauchkolben von zweierlei Stärke, ein sogenannter Differential-



Kolben sich bewegt, wie dies Fig. 77 zeigt; diese Pumpe ist eigentlich eine Zwillingspumpe mit einem Kolben. Der grössere Teil des Kolbens mit dem Durchmesser D bewegt sich in beiden Cylindern A und B, geführt durch deren beide Stopfbüchsen a und b; der kleinere Kolbenteil mit dem Durchmesser d bewegt sich nur in dem Cylinder B, der keine Ventile besitzt, während an den Cylinder A das Saugventil V_1 und das Druckventil V_2 sich anschliessen. Bei dem Vorrücken des Kolbens in den Cylinder B wird durch das Ventil V_1 die Flüssigkeit angesaugt, während gleichzeitig aus dem Cylinder B dessen Füllung teilweise nach dem Druckrohre verdrängt wird, bei dem Vorrücken des Kolbens in den Cylinder A wird dagegen

Digitized by Google

aus diesem die Cylinderfüllung durch das Ventil V_2 nach dem Druckrohre getrieben, wovon jedoch ein Teil zur Füllung des Cylinders B gleichzeitig verwendet wird. Für beide Bewegungsrichtungen des Kolbens ergiebt sich demnach ein gleichzeitiges Ansaugen und Drücken und damit eine stetige Bewegung der Flüssigkeit in dem Saug- und Druckrohre. Bezeichnet H die Hubhöhe des Kolbens, so ist die Saugmenge im Cylinder $A = \pi/4\, D^2 \cdot H$ und die gleichzeitige Druckmenge im Cylinder $B = \pi/4\,(D^2 - d^2) \cdot H$; die Druckmenge im Cylinder A ist ebenfalls $\pi/4\, D^2 \cdot H$ wovon jedoch $\pi/4\,(D^2 - d^2) \cdot H$ nach dem Cylinder B gesaugt wird, so dass nur $\pi/4\, d^2 \cdot H$ im Druckrohre aufwärts steigt. Bezeichnet man weiter mit hs die Saughöhe und mit hd die Druckhöhe, so ergiebt sich, wenn die Arbeitsleistung für Hin- und Hergang des Kolbens gleich gross sein soll, folgende Gleichung:

$$\pi/4\, D^2 \cdot H \cdot hs + \pi/4\,(D^2 - d^2) \cdot H \cdot hd = \pi/4\, d^2 \cdot H \cdot hd$$

oder $d = D \cdot 0{,}707 \sqrt{\frac{hs}{dh}}$.

Die Gesamtfördermenge der Pumpe ist:

$$\pi/4\,(D^2 - d^2)\, H + \pi/4\, d^2 \cdot H = \pi/4\, D^2 \cdot H,$$

also ebenso gross wie die Fördermenge einer einfach wirkenden Pumpe von gleichem Kolbendurchmesser und gleicher Hubhöhe. Der Vorteil der gleichmässigen Arbeitsverteilung ist demnach hier durch doppelte Cylinderanlage erkauft. Zweckmässig ist dabei, wenn man das aufsteigende Druckrohr nicht wie in Fig. 77 über dem Ventile V_2, sondern über dem Cylinder B aufsteigen lässt; denn in diesem Falle wird der Weg, auf welchem sich die Flüssigkeit in zwei entgegengesetzten Richtungen von und nach dem Druckrohre bewegen muss, möglichst abgekürzt und die Stösse, welche den Wechsel in der Bewegungsrichtung begleiten, auf das geringste Mass beschränkt. Die Pumpe kann statt wagerechte auch senkrecht stehende Bauweise erhalten, wie für Schiffspumpen.

Die vorhergehend beschriebenen Saug- und Druckpumpen werden von allen deutschen Pumpenfabriken in verschiedener Ausführung hergestellt.

Digitized by Google

Weisse & Monski in Halle a. S. liefert einfache Saug- und Druckpumpen mit Tauchkolben in drei Ausführungen für dicke Flüssigkeiten, je nach der Beschaffenheit der Flüssigkeit und je nach deren chemischer Einwirkung auf die Pumpenmaterialien.

1. Normale Ausführung: Pumpencylinder und Ventilgehäuse aus Eisen, Tauchkolben, Ventilkugeln und deren Sitze von Bronze.

2. Eisenausführung: Alle mit der zu pumpenden Flüssigkeit in Berührung kommende Teile sind aus Gusseisen.

3. Bronzeausführung: Alle mit der Flüssigkeit in Berührung kommende Pumpenteile sind aus Bronze.

Die Pumpen werden freistehend oder als Wandpumpen, mit oder ohne Rädervorgelege, für Riemen- oder Handbetrieb gebaut. Die nebenstehende Fig. 78 zeigt eine freistehende Riemenbetriebspumpe von Weisse und Monski, die mit Kolbendurchmessern von 65 bis 200 mm, Kolbenhüben von 120 bis 300 mm und Fördermengen in der Minute von 30 bis 280 Liter hergestellt werden. Die Pumpen für Handbetrieb erhalten 130 und 180 mm Durchmesser des Kolbens, ebenfalls 130 und 180 mm Hub mit einer Fördermenge von 70 bis 150 Liter in der Minute.

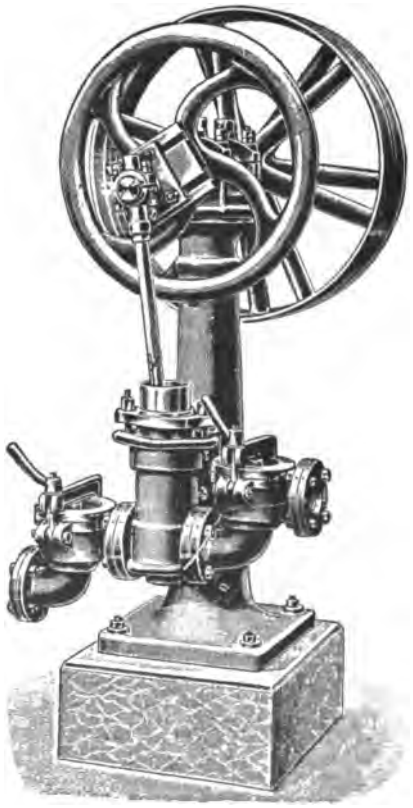


Fig. 78.

Als Wasserpumpen erhalten diese Pumpen statt Kugelventilen, Kegelven-

Digitized by Google

tile aus Bronze mit grossem Durchmesser und kleinem Hube. Bei den freistehenden Pumpen ist die Pumpensäule zugleich als Druck-Windkessel ausgebildet. Durch Kuppelung von zwei einfach wirkenden Pumpen an eine Betriebswelle, werden Zwillingspumpen gebildet, die einen ruhigen und gleichmässigen Gang besitzen.

A. L. G. Dehne in Halle a. S. baut die einfach-wirkenden Taucherpumpen, Fig. 78a, für Schubstangenbetrieb durch Kurbel

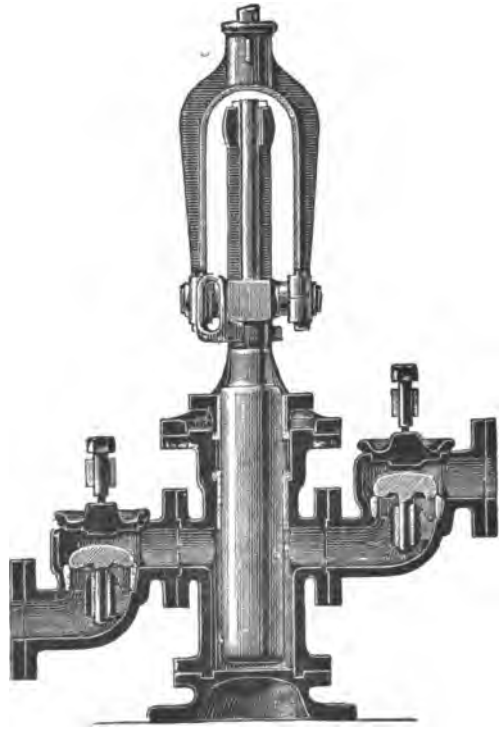


Fig. 78a.

oder Excentrik. Durch die damit erzielte Geradführung wird der Tauchkolben vollkommen geführt und eine rasche Abnutzung der Stopfbüchsen verhütet. Sie werden nicht nur stehend, sondern auch liegend gebaut, in Eisen oder in Bronze, ebenso als Zwillingspumpe liegend oder stehend. W. Garvens in

Digitized by Google

Hannover liefert die einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen mit Tauchkolben freistehend für Hand- und Maschinenbetrieb, mit gusseisernem Pumpencylinder oder diesen mit Rotguss ausgebüchst; in einfacher Anordnung oder in zweifacher als Zwillingspumpe, sonst wie die Pumpen anderer Herkunft. Ebenfalls in sehr guter Anordnung und Ausführung erhält man diese Pumpen von der Firma Richard Langensiepen in Magdeburg-Buckau, welche dieselbe als Drillingspumpe zusammenstellt, besonders geeignet für elektrischen Antrieb.

Bezüglich der Bauweise im allgemeinen ist hervorzuheben, dass die Anordnung der beiden Ventilgehäuse derart, wie es durch Fig. 78 dargestellt ist, dass nämlich die Ventilgehäuse nicht in einem Stücke mit dem Cylinder gegossen, sondern an diesen angeschraubt sind, und dass das Druckventil eine höhere Lage hat als das Saugventil, — vorzuziehen ist der Anordnung Figur 74, wonach die Ventilgehäuse einen Gusskörper mit dem Cylinder bilden und gleiche Höhenlage haben. Bei der erstgenannten Gestaltung ist nämlich die Ausschaltung der ganzen Ventilgehäuse behufs Reinigung oder Ausbesserung leicht möglich und durch die ansteigende Richtung des Flüssigkeitslaufes vom Saugrohr nach dem Druckrohre werden die Reibungswiderstände vermindert und Luftsäcke in den Ventilgehäusen vermieden.

Die Kessel- und Rohrprobierpumpe Fig. 76 ist ebenfalls von obengenannten Firmen fahrbar oder tragbar mit Füll- und Druckkolben zu beziehen; sogar als Reiseprobierpumpe wird dieselbe in möglichst gedrungener Bauweise bequem zum Transport und zum Anschrauben an jeden Tisch oder jede Werkbank gebaut. Die Probierpumpe kann gleichzeitig auch als Kessel-Speisepumpe dienen, besonders in Aushilfefällen.

Eine weitere Verwendung der einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen mit Tauchkolben findet sie als hydraulische Presspumpe; A. L. C. Dehne stellt diese Pumpen einschliesslich Sicherheitsventil und Manometer in folgenden Grössen her:

Hydraulische Presspumpe:

1. Für einen Druck bis zu 200 Atmosphären Füllkolben 46 mm, Druckkolben 15 mm, Hub 90 mm. } Für Handbetrieb mittels Hebel

Digitized by Google

2. Für einen Druck bis 300 Atmosphären nur mit Druckkolben von 14 mm Durchmesser und 90 mm Hub.

3. Für einen Druck bis 800 Atmosphären Füllkolben 50 mm, Druckkolben 14 mm, Hub 80 mm.

} Für Handbetrieb mittels Hebel.

Für Anwendung von Maschinenkraft mittels Schubstangenbetrieb und für Handbetrieb:

Für einen Druck bis zu 300 Atmosphären mit 2 Kolben oder Stempeln; Stempeldurchmesser der grossen Pumpe 33 mm, Stempeldurchmesser der kleinen Pumpe 13 mm, für Maschinenkraft Hubhöhe 140 mm.

Bezüglich der Bezeichnungen Zwillings- und Drillings-, sowie Duplex- und Triplexpumpe entstehen häufig Unklarheiten und empfiehlt es sich zur Vermeidung von Missverständnissen diese Bezeichnungen in folgendem Sinne festzustellen: Zwillings- und Drillingspumpe bezeichnet ein Pumpwerk aus zwei oder drei zusammen arbeitenden Pumpen bestehend; Duplex- oder Triplexpumpen solche, deren Kraftmaschine eine zwei- oder dreifache ist, weshalb man eigentlich nicht von einer Duplex- oder Triplexpumpe, sondern von einer Duplex- oder Triplex-Kraftmaschine sprechen müsste. Die Verbund-Dampfmaschinen (Compound) sind entweder Duplex- oder Triplexmaschinen, je nachdem zwei oder drei Dampfcylinder die Dampfkraft ausnutzen. Eine Triplexmaschine kann sowohl eine einfache, als eine Zwillings- oder Drillingspumpe betreiben, sowie auch eine einfache Kraftmaschine eine Drillingspumpe in Thätigkeit setzen kann. Mit grösserer Bestimmtheit drückt man sich demnach aus, wenn man z. B. sagt: „Eine Drillingspumpe mit einfacher Maschine“ oder „eine Zwillingspumpe mit Triplexmaschine“, wobei noch ergänzend hinzuzusetzen ist, ob die Pumpen einfach- oder doppelt-wirkende Saug- und Druckpumpen oder ob sie Saug- und Hebepumpen sind; ob mit Scheiben oder mit Tauchkolben.

Einen sehr gedrungenen, einfachen Bau zeigen die Drillingspumpen für elektrischen Antrieb der Maschinenfabrik von J. E. Naeher in Chemnitz, wovon Fig. 79 eine An-

Digitized by Google

sicht giebt. Die drei Pumpen sind einfach wirkende Saug- und Druckpumpen mit Tauchkolben. Sie werden freistehend auf Fundamentplatte, fahrbar auf eisernem vierräderigen Schienen-Wagen oder auch als Senkpumpe für Schächte gebaut. Die Kurbelschleifen der Einzelpumpen sind auf der gemeinsamen Betriebswelle um 120° gegen einander verstellt, wodurch eine sehr gleichmässige Förderung erzielt wird.

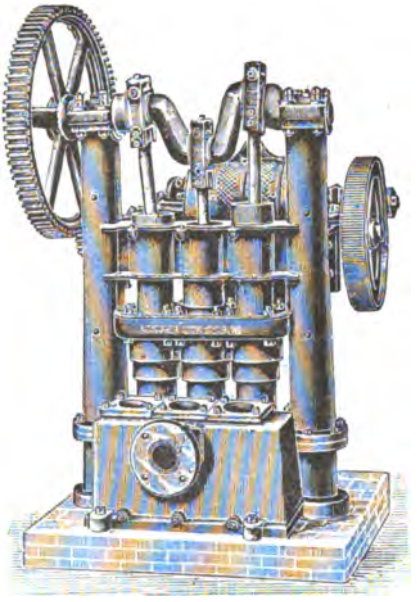


Fig. 79.

Die folgende Tabelle XXIII enthält die Angaben über Maasse, Leistungen und Preise der Pumpen für Fördermengen bis zu 5000 Minutenliter und Förderhöhen bis 100 m.

Tabelle XXIII.

Maassangaben, Leistungen und Preise von Drillingspumpen für Förderhöhen bis 80 m.

Fördermenge in der Minute in Liter	50	90	150	220	325	400	650
Rohrweite in mm . . .	40	50	55	60	65	80	110
Kraftbedarf für je 10,0 m Förderhöhe in PS. . .	0,10	0,25	0,4	0,6	0,9	1,0	1,6
Fundamentplatte mm { Länge . .	600	675	800	825	1000	1250	1500
Fundamentplatte mm { Breite . .	360	430	450	450	625	625	725
Ungefähres Gewicht kg .	350	475	620	800	1250	1650	2250
Preis in Mark	790	900	1320	1520	1925	2250	3030

Digitized by Google

Fördermenge in der Minute in Liter	900	1250	1500	2000	3000	4000	5000
Rohrweite in mm . . .	125	150	175	200	250	300	325
Kraftbedarf für je 10,0 m Förderhöhe in PS. . .	2,25	3,25	3,75	5,0	7,5	10	12,5
Fundamentplatte mm { Länge . .	1650	1900	2400	2550	2750	2800	3000
Fundamentplatte mm { Breite . .	775	775	950	1200	1450	1500	2000
Ungefähres Gewicht kg .	3500	4000	6300	7800	9400	10800	12000
Preis in Mark	4100	5250	6300	8200	12000	13200	16400

Für fahrbare Drillingspumpen mit Förderhöhen bis zu 100 m erhöht sich der Preis um 40—50 %; für die gleiche Förderhöhe aber nicht fahrbar um 30 %. Die Senkpumpen für Schächte werden für 150 m Förderhöhe gebaut und die Preiserhöhung beträgt 100 %.

Durch Zusammenstellung und Verbindung von zwei einfach wirkenden Pumpen erhält man die Zwillingspumpe Fig. 79a

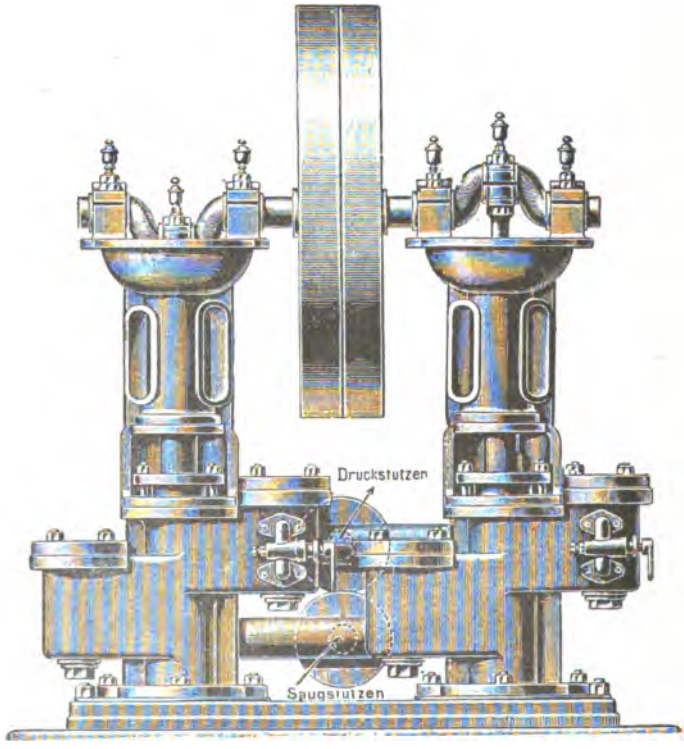


Fig. 79a.

Digitized by Google

wie sie von A. L. G. Dehne in Halle als Hochdruck-Speisepumpe für 15 Atmosphären und Riemenbetrieb gebaut wird. Zweckmässig ist bei dieser Pumpenanordnung nicht nur das feste Gefüge und die bequeme Zugänglichkeit der Ventile, sondern auch der Umstand, dass jede Einzelpumpe auch für sich allein arbeiten kann. Diese Pumpen werden mit 40 bis 80 mm Kolbendurchmesser, 60 bis 130 mm Kolbenhub hergestellt, liefern mit einer grössten Umdrehungszahl in der Minute von 180 bis 120 eine Wassermenge von 1500—8500 Minutenliter; sie wiegen 310 bis 1150 kg und kosten 435 bis 1040 Mk.

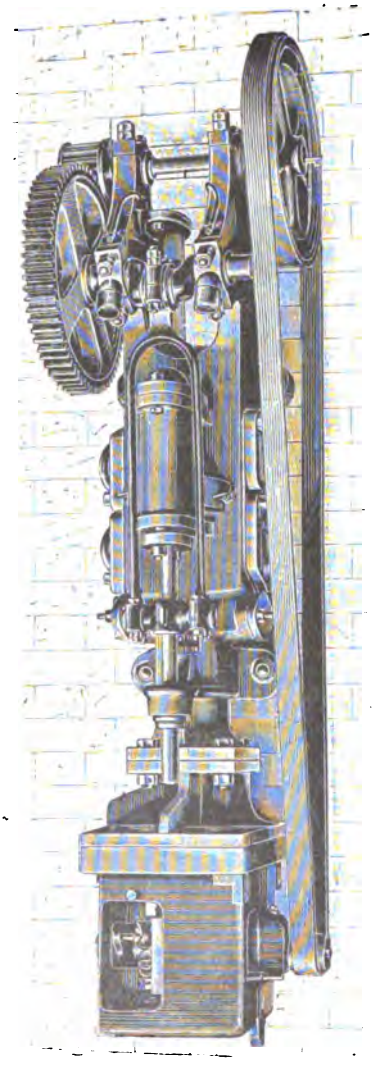


Fig. 79b.

Eine sehr zweckmässige Anordnung als Wandpumpe mit Rädervorgelege und Riemenverbindung für elektrischen Antrieb zeigt die Fig. 79b. Die Pumpensäule dient zugleich als Ventilkasten, Druckwindkessel und als Träger für den Elektromotor. Die Kraftübertragung von dem Motor auf die Pumpe ist eine centrale mittels gekröpfter Stahlkurbelwelle. Kurbelwelle und Schwungrad sind nicht zwischen Motor und Pumpe, sondern unter dieser gelagert, wodurch grössere Standhaftigkeit der Pumpmaschine, sowie lange Pleuelstangen erzielt werden. Kurze Pleuelstangen beeinträchtigen

Digitized by Google

die Gleichmässigkeit des Ganges und die Dauerhaftigkeit des Pumpwerkes. Weise & Monski in Halle baut diese Pumpen einfach wirkend mit Tauchkolben in Grössen von 50 bis 110 mm Kolbendurchmesser, 80 bis 180 mm Kolbenhub, 130 bis 72 Doppelhüben in der Minute mit einer Förderung von 17 bis 110 Minutenliter; die Motorstärke ist dabei für je 10 m Förderhöhe 0,1 bis 0,5 Pferdestärken. Das Gewicht der Pumpe beträgt 150 bis 600 kg und der Preis einschliesslich der Zahnräder für Förderhöhen bis 50 m ist 360 bis 1000 Mk.

Für Elektromotor-Antrieb wird diese Pumpe auch als Zwillingspumpe gebaut mit doppeltem Rädervorgelege, und zwar sowohl freistehend als liegend.

Die freistehende Zwillingspumpe hat für die Durchmesser der Tauchkolben von 70 bis 180 mm und Kolbenhübe von 100 bis 250 mm mit 110 bis 55 Umdrehungen in der Minute eine Fördermenge von 75 bis 600 Minutenliter. Das Gewicht beträgt 450 bis 2000 kg und der Preis für Förderhöhen bis zu 70 m steigt von 630 bis 2050 Mk.

Die einfach-wirkende Wandpumpe wird statt mit Tauchkolben auch mit Scheibenkolben versehen und ist dann doppeltwirkend. Die Kolben dieser Pumpe erhalten 50 bis 90 mm Durchmesser mit 80 bis 180 mm Hub, 130 bis 72 Umdrehungen mit 33 bis 150 Liter Förderung, wozu eine Motorstärke von 0,15 bis 0,6 erforderlich ist für je 10,0 m Förderhöhe.

Die sogenannten Feuerspritzen (die eigentlich Wasserspritzen sind), wie sie im allgemeinen für Handbetrieb mittels Doppelhebel in Gebrauch sind, bestehen aus einer durch zwei einfachwirkende Saug- und Druckpumpen zusammengesetzten Zwillingspumpe mit Druckwindkessel. Die Spritze ist also doppeltwirkend mit ununterbrochenem Saugen und Drücken.

Die Spritzpumpe als Löschgerät ist im Kampfe gegen das verheerende Feuer von ausschlaggebender Bedeutung, sie muss daher vom besten Material und von solcher Bauweise sein, welche nicht nur rascheste Betriebsbereitschaft sichert, sondern bei grosser Dauerhaftigkeit auch eine leichte Handhabung gestattet. Die Ventile müssen leicht zugänglich und nur geringster Abnutzung unterworfen sein; sehr zweckmässig sind hierfür Tellerventile mit Gummidichtung, welche nicht sehr

Digitized by Google

empfindlich gegenüber schmutzigem Wasser und leicht zu erneuern sind. Die Ventilsitze müssen wegen etwaiger Ausbesserungen oder Auswechselungen ebenfalls auslösbar angebracht sein.

Die volle und pünktliche Wirkung einer Spritze hängt wesentlich von dem sorgfältigen Ineinanderschrauben der Saugschläuche ab, indem ein undichter Saugschlauch dem äusseren Luftdruck gestattet, dem Luftdruck auf den Saugwasserspiegel entgegenzuwirken und dadurch die Saugwirkung nicht nur zu beeinträchtigen, sondern sogar ganz aufzuheben.

Um die Spritzpumpen stets betriebsbereit zu erhalten, sollen dieselben in trockenen, gedeckten Räumen ihren Standort haben, sie müssen gegen Staub geschützt, die Cylinder durch tägliches Abwischen mit reinem, trockenem Lappen sauber erhalten werden; das Reinigen mit Putzpulver ist schädlich. Das häufige Einölen der Cylinder, Achsen und Lager ist nicht gut, nur unmittelbar vor dem Gebrauche der Pumpe ist ein wenig Öl zu empfehlen. Sehr empfehlenswert ist die häufige Vornahme der nassen Probe der Pumpen. Gegen das Einfrieren schützt man die in Benutzung stehenden Pumpen am besten durch ununterbrochenes, wenn auch nur schwaches Pumpen. Bei sehr grosser Kälte ist ausserdem noch das Hineinwerfen von etwas ungelöschtem Kalk in den Wasserkasten zu bewirken.

Die zweicylindrigen Spritzpumpen mit tragbarem Wasserkasten werden mit Cylinderweiten von 70, 80 und 90 mm hergestellt und liefern bei horizontaler Wurfweite von 25,0 m 80, 110 und 140 Liter Wasser in der Minute, wobei durch die 4, 6 und 8 Mann starke Bedienung 60 Doppelhübe in der Minute zu machen sind. Eine solche tragbare Spritzpumpe kostet mit Kasten und kupfernem Windkessel, sowie ferner ausgerüstet mit 1 Stück 2 m langem Hanfschlauch samt Gewinde, 1 Stück kupfernem Strahlrohr und ein Werkschlüssel Mk. 275, 300 und 325.

Eine auf zwei Rädern stehende fahrbare Spritzpumpe (eine Handkarren-Pumpe) gleicher Grösse und Leistung kostet Mk. 20 mehr als obige Preise.

Digitized by Google

Für den Zug mit Pferden werden die Spritzen mit ihren Wasserbehältern auf den Rahmen eines vierrädrigen Wagens angebracht; sie finden hauptsächlich dort Verwendung, wo Feuerwehren oder für Handhabung der Löschgeräte bestimmte und eingeübte Mannschaften nicht zur Verfügung stehen. Sie können zugleich zur Beförderung von Mannschaft und Geräte dienen. Die Wagen werden entweder aus Holz mit hölzernem Rahmen, ganzem Räderdurchlaufe und auf Halbfedern ruhend, gebaut oder ganz aus Eisen hergestellt mit ganzem Durchlaufe und Ganz- oder Halbfedern. Sie werden in verschiedenen Grössen ausgeführt, wovon in folgender Tabelle XXIV eine Anzahl aufgeführt ist.

Tabelle XXIV.

Grössen, Leistungen und Preise von fahrbaren Lösch-Spritzen.

Benennungen.	Cylinderdurchmesser in mm				
	85	100	110	120	140
Doppelhübe in der Minute	50	50	50	50	50
Wasserlieferung in der Minute in l . .	110	162	250	295	330
Horizontale Wurfweite m	25	30	30	30	35
Pumpmannschaft	6	10	16	20	24
Durchmesser des Saugschlauches mm .	40	50	60	60	70
Preis einschliesslich Ausrüstung . . .	600	850	1300	1550	2400

Die Ausrüstung, welche in obigen Preisen inbegriffen ist, besteht aus:

2 Stück 2 m langem Gummi-Spiralsaugschlauch samt Verbindungsschrauben,
1 Stück 2 m langem Rohhanfschlauch samt Verschraubung,
1 Strahlrohr aus Kupfer,
1 Saugkopf aus Kupfer,
1 Werkschlüssel.

Die Feuerwehren benutzen gewöhnlich die sogenannten Abprotzspritzen, deren Pumpe samt Wasserkasten von der Wagenplatte rasch und leicht auf den Strassenboden gesetzt werden kann. Sie werden teils zum Ankuppeln an zweirädrige

Digitized by Google

Vorderwagen für Pferdebespannung, teils auf vierrädrigen oder auch zweirädrigen Wagengestellen gerichtet und ruhen ausschliesslich auf eisernen Rahmen.

Tabelle XXV.

Grösse, Leistung und Preis der Abprotzspritzen.

Cylinderdurchmesser in mm	80	90	100	110	120	140
Wasserlieferung in der Minute in l	110	140	190	230	275	322
Horizontale Wurfweite	25	25	30	30	30	35
Doppelhübe in der Minute	60	60	60	60	60	60
Saugschlauchdurchmesser mm	50	50	50	60	60	70
Pumpmannschaft	6	8	12	14	18	24
Preis einschliesslich Ausrüstung	600	680	1000	1100	1250	1500

Die Preise in obiger Tabelle gelten für Spritzen auf zweirädrigem Wagengestelle für Handzug.

Eine Abprotzspritze von 100 mm Cylinderweite auf vierrädrigem Wagengestelle kostet 1100 Mk. Eine von derselben Cylinderweite aber mit zwei Spritzen auf einem vierrädrigen Wagengestelle kostet 2500 Mk.

Die Ausrüstung ist bei den Abprotzspritzen dieselbe wie bei den Wagenspritzen. Alle Spritzen, von 110 mm Cylinderweite aufwärts, können zweistrahlig verwendet werden, für welchen Fall der Ausrüstung noch ein metallener Strahlteiler mit Absperrhahn zugeteilt wird.

Um den auf dem Brandplatze thätigen Spritzen das erforderliche Wasser zuzuführen, stellt man noch sogenannte Wasserzubringer auf, welche selbst auf grössere Entfernungen eine oder mehrere Spritzen mit Wasser versorgen können. Da sie ähnlich wie die Spritzen gebaut sind, nämlich aus einer Zwillings-Saug- und Druckpumpe bestehen, so können sie, wenn nötig, auch als Spritzen verwendet werden. Die Zubringer werden ebenfalls teils zum Ankuppeln an zweirädrige Vorderwagen für Pferdebespannung, teils nur auf vierrädrigem Wagengestelle für Handzug, oder auch tragbar eingerichtet. Die fahrbaren Zubringer sind zum Abprotzen gebaut. Die Ausrüstung ist dieselbe wie bei den Spritzen. Sie unterscheiden sich von

Digitized by Google

den eigentlichen Spritzen hauptsächlich dadurch, dass sie keinen Wasserkasten haben und dementsprechend auch billiger und leichter sind.

Fig. 80 zeigt einen Wasserzubringer mit Druckwindkessel auf mehrrädrigem Wagen für Handzug, wie sie von

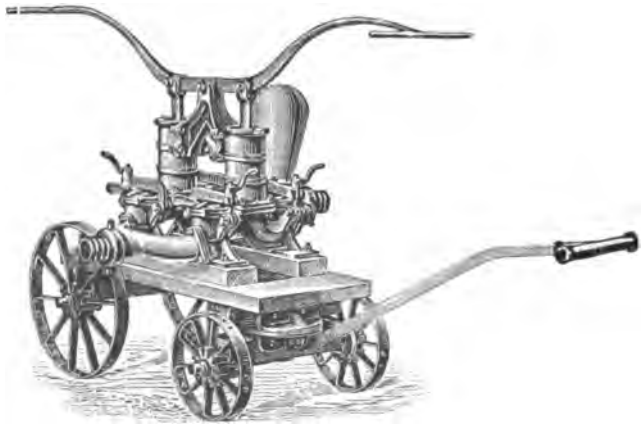


Fig. 80.

W. Garvens in Hannover gebaut werden. Die Cylinderweite ist 126 mm, die Wasserlieferung bei 73 Doppelhub in der Minute beträgt für einen Doppelhub 5 Liter, in der Minute demnach 365 Liter. Die Lichtweite der Saug- und Druckschläuche ist 75 und 50 mm. Auf Seite 135, Fig. 70 ist eine derartige eincylindrige Pumpe abgebildet und beschrieben.

Fig. 81 zeigt eine kleine Abprotzspritze mit 75 mm Cylinderweite, 250 mm Hub und 2,28 Liter Wasserlieferung für einen Doppelhub, wie sie W. Garvens zum Preise von 700 Mk. einschliesslich Wagen und Ausrüstung liefert.

Für sehr grossen Wasserbedarf zu Löschzwecken oder grosse Wurfweiten eines ausgiebigen Wasserstrahles werden in neuester Zeit Dampfspritzen verwendet. Sie bestehen aus einem stehenden Dampfkessel mit Dampfcylinder und diese Dampfmaschine betreibt mittels Kurbelwelle und Schwungrad eine Zwillingspumpe, die aus zwei doppeltwirkenden Kolben-

Digitized by Google

pumpen zusammengesetzt ist; das Ganze ist auf einem vierräderigen Wagengestelle aufgerichtet. Zur Bedienung der Maschine während des Betriebes sind nur zwei Mann erforderlich; der Verbrauch an Brennmaterial kommt mit Rücksicht auf den Zweck der Maschine und auf die kurze Betriebsdauer nur wenig in Betracht.

Die Dampfspritzen werden für eine Wasserlieferung von 700 bis 1800 Liter in der Minute bei 40 bis 50 m Wurfweite

Fig. 81.

in wagerechter Richtung gebaut; eine Dampfspritze von 700 Minutenliter Leistung kostet 6500 Mk., eine solche von 1200 Minutenliter Höchstleistung 8000 Mk. und eine von 1800 Minutenliter kostet 11 000 Mk. einschliesslich der zugehörigen Ausrüstung wie bei den übrigen Spritzen. Die Saugröhren oder Schläuche erhalten dabei eine Lichtweite von 100 bis 200 Millimeter.

Unter der Annahme, dass die wagerechte Wurfweite des Wasserstrahles nur zwei Drittel beträgt von der Druckhöhe, mit welcher das Wasser vor dem Mundstück anlangt, und dass ferner das Mundstück in unmittelbarer Nähe der Spritzpumpe

Digitized by Google

sich befindet, der Druckverlust durch Reibungswiderstände demnach nicht bedeutend ist und ausser Acht gelassen werden kann, erhält man folgende Berechnung der Arbeitsleistung einer in Thätigkeit stehenden Spritz- oder Löschpumpe. Bezeichnet M die Wassermenge in Liter in der Minute, W die wagerechte Wurfweite in m dann ist die Höhe des Betriebsdruckes $3/2 \cdot W$ und die Arbeitsleistung in der Sekunde

$$L = \frac{M}{60} \cdot 3/2 \cdot W = \frac{M \cdot W}{40} \text{ Kilogrammmeter.}$$

In der folgenden Tabelle XXVI sind die Werte von L für verschiedene Wurfweiten und Wassermengen angegeben, wie sie die Berechnung nach obiger Gleichung ergiebt. Die angenommenen Wassermengen und Wurfweiten sind die für Löschpumpen oder Löschspritzen gebräuchlichen.

Tabelle XXVI.

Arbeitsleistungen für den Betrieb von Löschspritzen.

Wasserlieferung in der Minute in Liter	Handspritzen					Dampfspritzen		
	110	162	250	295	330	700	1200	1800
Wurfweite in m	25	30	30	30	35	50	50	50
Arbeit in Kilogrammmeter in der Sekunde	69	121	187	221	288	875	1500	2250
Arbeit in Pferdestärke von je 75 Kilogrammmeter	0,9	1,6	2,5	3,0	3,8	11,7	20,0	30,0
Mannschaftszahl, wenn 1 Mann 12 Kilogrammmeter leistet. . .	6	10	16	20	24	—	—	—

Bemerkung: Bei Bedienung von Feuerspritzen ist es üblich die Leistung eines Mannes zu 12 Sekunden-Kilogramm-Meter anzunehmen, weil dabei die Thätigkeit keine ununterbrochen, lange dauernde ist; eine Löschspritze arbeitet gewöhnlich nur einige Stunden und dies mit häufigen Unterbrechungen, ausserdem sind in der Regel Ablösungsmannschaften in Bereitschaft.

Befindet sich das Mundstück in grösserer Entfernung von der Spritze und muss das Wasser dem Mundstücke durch einen längeren Schlauch zugeführt werden, so entsteht hierdurch ein Druckverlust, welcher sowohl auf die Wurfweite als auch auf die Wassermenge von Einfluss ist.

Digitized by Google

Beträgt der Druckverlust in der Schlauchleitung H_1 m und bezeichnet W_1 die durch das Mundstück ausströmende Wassermenge in der Minute und W_1 die Wurfweite in m, so hat man folgende Beziehungen.

$$W_1 = 2/3 \cdot (H - H_1) \text{ und } M_1 = M \cdot \sqrt{\frac{(H - H_1)}{H}}$$

Zum Beispiel: $W = 30{,}0$ m, dann ist $H = 45{,}0$ m. $H_1 = 9{,}0$ m, dann ist $W = 2/3 \cdot (45 - 9) = 24$ m.

$M = 250$ Minutenliter, $M_1 = 250 \cdot \sqrt{\frac{36}{45}} = 222$ Minutenliter.

Die Druckschläuche der Spritzen haben immer dieselbe Lichtweite, gewöhnlich 50 mm, der Druckverlust in der Schlauchleitung wächst daher im einfachen Verhältnis der Länge L und im quadratischen Verhältnis der Wassergeschwindigkeit S in den Leitungen, wenn man den Reibungskoeffizienten z für die verschiedenen Geschwindigkeiten innerhalb gewisser Grenzen gleich gross annimmt. Bezeichnet man mit h die Widerstandshöhe auf 1,0 m Länge und h_1 die Widerstandshöhe auf L_1 m Länge, mit S die Geschwindigkeit, M die Wassermenge und mit H die Druckhöhe vor der Mündung des Strahlrohres bei 1,0 m Länge der Leitung, ferner mit S_1, M_1 und H_1 die gleichen Werte für eine Leitung von L_1 m Länge, so ergeben sich folgende Gleichungen:

$\frac{h_1}{h} = \frac{L_1 \cdot S_1^2}{L \cdot S^2}$; $S = \frac{M}{F}$, wenn F der lichte Querschnitt des Schlauches ist. Daher $h_1 = h \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{M_1^2}{M^2}$; es ist aber auch $\frac{M_1}{M} = \sqrt{\frac{H_1}{H}}$ und dann

$$h_1 = h \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{H_1}{H};\ H_1 = H + h - h_1,$$

worin $(H + h)$ den Wasserdruck vor dem Eintritt des Wassers in den Schlauch bezeichnet.

$$h_1 = h \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{(H + h - h_1}{H} \text{ und daraus}$$

$$h_1 = \frac{h \cdot L_1 \cdot (H + h)}{L \cdot H + h \cdot L};\ M_1 = M \sqrt{\frac{(H + h) \cdot L}{LH + hL_1}}.$$

Digitized by Google

Hat man daher für eine bestimmte Länge L des Schlauches und Wassermenge M die Druckhöhe vor der Strahlrohrmündung mit H und den Druckverlust mit h festgestellt, so kann man daraus für jede andere Länge des Schlauches annähernd richtig die neuen Werte H_1 und M_1 berechnen.

In der Preistabelle XXV für Löschspritzen ist z. B. für eine Abprotzspritze von 110 mm Cylinderweite die Wassermenge in der Minute mit 230 Liter angegeben, sowie eine wagerechte Wurfweite von 30,0 m. Mit der Annahme, dass diese Wurfweite $^2/_3$ der Druckhöhe H sei, welche vor der Strahlrohrmündung das Wasser besitzt, erhält man $H = 45{,}0$ m. Ist die Schlauchleitung dabei 5,0 m lang, der Schlauch noch neu und innen glatt, so kann man den aus Tabelle IIIa sich ergebenden Wert von h noch mit der Zahl 3 dividieren (siehe Seite 18 Tabelle IV). Bei einer Lichtweite des Schlauches von 50 mm erhält man für die Wassermenge von 230 Minutenliter eine Wassergeschwindigkeit von $\frac{0{,}230}{60 \cdot 0{,}001964} = 2{,}0$ m. Nach Tabelle IIIa ist die Widerstandshöhe für eine 50 mm weite und 5 m lange Rohrleitung und 2,0 m Geschwindigkeit zu $5 \cdot 0{,}336 = 1{,}680$ m für die neue, glatte Schlauchleitung demnach 0,56 m.

Für eine Schlauchleitung von 50 m Länge erhält man damit einen Druckverlust von

$$h_1 = \frac{0{,}56 \cdot 50 \cdot (45 + 0{,}56)}{5 \cdot 45 + 0{,}56 \cdot 5} = 5{,}6 \text{ m}$$

$$M_1 = 230 \sqrt{\frac{(45 + 0{,}56) \cdot 5}{5 \cdot 45 + 0{,}56 \cdot 50}}$$

$$= 0{,}94 \cdot 230 = 216 \text{ Minutenliter}$$

$$H_1 = 45{,}56 - 5{,}6 = 40{,}0 \text{ m}$$

$$W_1 = 2/3 \cdot 40 = 26{,}66$$

$$S_1 = \frac{0{,}216}{60 \cdot 0{,}001964} = 1{,}83 \text{ m}.$$

Ist ein Schlauch in mehrfachen Krümmungen verzogen, so ist hierfür ein entsprechender Druckverlust in Rechnung zu setzen; ebenso ist die Druckhöhe zu berücksichtigen, welche

Digitized by Google

aus der Höhenlage des Mundstückes über der Schlauchverbindung mit der Spritze sich ergiebt. Bezeichnet man diese Druckhöhe einschliesslich der Widerstände aus Schlauchkrümmungen mit hx, dann ist der vor der Strahlrohrmündung vorhandene Druck

$$H_1 = H + h - (h_1 + hx) \text{ (siehe Seite 157) und}$$

$$h_1 = h \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{(H + h - h_1 - hx)}{H}$$

$$h_1 = \frac{h \cdot L_1 \cdot (H + h - hx)}{L H + h \cdot L_1}; \quad M_1 = M \cdot \sqrt{\frac{L \cdot (H + h - hx)}{L H + h \cdot L_1}}$$

Auf das vorhergehende Zahlenbeispiel angewendet und $h_2 = 10{,}0$ m angenommen, erhält man:

$$h_1 = \frac{0{,}56 \cdot 50 \cdot (45 + 0{,}56 - 10)}{5 \cdot 45 + 0{,}56 \cdot 50} = 3{,}54 \text{ m}$$

$$M_1 = 230 \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot (45 + 0{,}56 - 10)}{5 \cdot 45 + 0{,}56 \cdot 50}} = 0{,}837 \cdot 230$$

$$= 192 \text{ Liter.}$$

$$H_1 = 45{,}56 - (10{,}0 + 3{,}54) = 32 \text{ m}$$

$$W_1 = 2/3 \cdot 32 = 21{,}3 \text{ m}$$

$$S_1 = \frac{0{,}192}{60 \cdot 0{,}001964} = 1{,}63 \text{ m.}$$

Diese Rechnung gilt für den Fall, dass der Anfangsdruck $(H + h)$ immer der gleiche, im gegebenen Falle also 45,56 m, bleibt; durch grösseren Kraftaufwand kann man jedoch die Wassermenge auf gleicher Höhe, nämlich 230 Liter, also auch die durchschnittliche Geschwindigkeit immer gleich dem Höchstwert von 2 m halten. Geschieht dies, dann erhält man für obiges Zahlenbeispiel $H_1 = H = 45{,}0$; und weil ferner $h_1 =$ 5,6 m (für 2 m Geschwindigkeit auf 50 m Länge) und $h_2 =$ 10,0 m, so muss der Wasserdruck an der Verbindungsstelle der Spritze mit dem Schlauche sein:

$$45 + 5{,}6 + 10 = 60{,}6 \text{ m.}$$

Für die verschiedene in vorhergehenden Rechnungen angenommene Spritzenthätigkeit erhält man daher folgenden Arbeitsaufwand:

1) 5,0 m langen Schlauch in wagerechter Lage und Erguss von 230 Minutenliter:

Digitized by Google

$$L = \frac{45{,}56 \cdot 230}{60} = 174{,}5 \text{ kgm.}$$

2) 50,0 m langer Schlauch und Wasserlieferung von 230 Minutenliter bei wagerechter Lage:

$$L = \frac{(45{,}0 + 5{,}6) \cdot 230}{60} = 194 \text{ kgm.}$$

3) 50,0 m langer Schlauch in wagerechter Lage und 216,0 Minutenliter Wasserlieferung:

$$L = \frac{50{,}60 \cdot 216}{60} = 182 \text{ kgm.}$$

4) 50,0 m langer Schlauch mit aufsteigender Richtung bis ungefähr 10,0 m über der Spritze und 192 Liter Wasserlieferung:

$$L = \frac{45{,}56 \cdot 192}{60} = 146 \text{ kgm.}$$

5) 50,0 m langer, aufsteigender Schlauch wie bei 4); Wasserlieferung 230 Minutenliter:

$$L = \frac{60{,}6 \cdot 230}{60} = 232 \text{ kgm.}$$

Für ein und dieselbe Wassermenge von 230 Liter ist daher eine Bedienungsmannschaft erforderlich:

im	Falle	1)	von	14	Mann,
„	„	2)	„	16	„
„	„	3)	„	15	„
„	„	4)	„	12	„
„	„	5)	„	20	„

Allen vorausgegangenen Berechnungen lag die Annahme zu Grunde, dass die Lichtweite des Mundstückes unveränderlich sei; tritt jedoch auch eine Veränderung dieser Lichtweite ein, so erhält man folgende Gleichungen:

Nach der Grundgleichung Seite 157 ist

$$h_1 = \frac{h \cdot L_1}{L} \cdot \frac{S_1^2}{S} = \frac{h L_1}{L} \cdot \frac{M_1^2}{M^2}.$$

Bezeichnet nun f und f_1 die leichten Querschnitte zweier Mundstücke, sowie s und s_1 die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers bei denselben, so ist $M_1 = f_1 \cdot s_1$ und $M = f \cdot s$

Digitized by Google

$$\frac{M_1^2}{M^2} = \frac{f_1^2 s_1^2}{f^2 \cdot s^2}; \quad \frac{s_1^2}{s^2} = \frac{H_1}{H}, \quad \text{demnach} \quad \frac{M_1^2}{M^2} = \frac{H_1}{H} \cdot \frac{f_1^2}{f^2}$$

$$h_1 = h \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{H_1}{H} \cdot \frac{f_1^2}{f^2};$$

$$H_1 = H + h - h_1 - hx, \text{ demnach}$$

$$h_1 = \frac{h \cdot L_1 \cdot (H + h - hx)}{(L \cdot H + h \cdot L_1)} \cdot \frac{f_1^2}{f^2}$$

$$M_1 = \frac{f_1 M}{f} \cdot \sqrt{\frac{(H + h - hx)\, L}{L\, H + h \cdot L_1}}.$$

Statt f^2 und f_1^2 kann man auch d^2 und d_1^2 setzen, wenn d und d_1 die lichten Durchmesser der Mundstücke bezeichnen.

Für die Wassermenge von 230 Minutenliter und die Druckhöhe vor der Mündung von 45,0 m erhält man eine Mundstückweite

$$d = \sqrt{\frac{0{,}230}{60 \cdot s \cdot \pi/4}};$$

$$\text{aber } s = \sqrt{2g \cdot 45} = 29{,}77 \text{ m}.$$

Mit Rücksicht auf die Schnürung (Kontraktion) des Wasserstrahles an der Mündung setzt man $s = 29{,}0$ m und daraus

$$d = \sqrt{\frac{0{,}00488}{29}} = 0{,}013 \text{ m} = 13 \text{ mm}.$$

1) Würde man nun dem Mundstücke eine Lichtweite $d_1 =$ 15 mm geben, so würde für den Fall, dass der Schlauch wagerecht liegt, also $h_2 = o$ ist, und dass der Schlauch 5,0 m lang ist

$$h_1 = \frac{(0{,}015)^2}{(0{,}013)^2} \cdot \frac{0{,}56 \cdot 5{,}0 \cdot 45{,}56}{5 \cdot 45 + 0{,}56 \cdot 5{,}0} = 1{,}33 \cdot 0{,}56 = 0{,}75 \text{ m}.$$

$$M_1 = \frac{f_1}{f} \cdot M = 1{,}154 \cdot 230 = 265 \text{ Minutenliter}.$$

Der Betriebsdruck ist $45{,}0 + 0{,}75 = 45{,}75$ m, die Arbeit demnach $L = \frac{45{,}75 \cdot 265}{60} = 202$ kgm und die Bedienungsmannschaft 16 Mann.

2) Würde bei wagerechter Lage der Schlauch eine Länge von 50,0 m haben, dann ist

Digitized by Google

$$h_1 = \frac{(0{,}15)^2}{(0{,}13)^2} \cdot 5{,}6 = 7{,}5\,\text{m}.$$

$$M_1 = \frac{0{,}15}{0{,}13} \cdot 230 = 265 \text{ Liter}.$$

Der Betriebsdruck ist $45 + 7{,}5 = 52{,}5$ m.

Die Arbeit $L = \frac{52{,}5 \cdot 265}{60} = 232$ kgm.

Bedienung = 19 Mann.

Für ein grösseres Mundstück ist auch immer eine stärkere Betriebskraft erforderlich, wenn der Wasserdruck H vor dem Mundstück, also auch die Wurfweite oder Steighöhe des Wasserstrahls auf gleicher Höhe erhalten werden soll, wie für das engere Mundstück. Bleibt die Betriebskraft aber immer dieselbe, während die Mundstückweite grösser wird, so muss das Produkt aus Wassermenge und Betriebsdruck immer gleichen Wert behalten; für jede Zunahme der Wassermenge verringert sich der Betriebsdruck und umgekehrt, und damit ändert sich auch immer der Wasserdruck vor der Mündung und die davon abhängige Wurfweite und Steighöhe des Strahles.

Wenn die Wurfweite und Steighöhe bei veränderter Wassermenge der Mündung immer gleich gross bleiben soll, so muss die Mündungsweite veränderlich sein; ebenso muss die Mündungsweite sich ändern, wenn bei gleichbleibender Wassermenge die Wurfweite und Steighöhe dem Wechsel unterworfen ist. Diese Veränderlichkeit der Mündungsweite, die eine allmähliche und vielfältige sein müsste, um obigen Anforderungen zu genügen, ist bei den gebräuchlichen Strahlröhren nicht vorhanden; diese gestatten nur insofern einen Wechsel, als Mundstücke von verschiedener Lichtweite aufgeschraubt werden können. Das Bedürfnis, die Wurfweite und Steighöhe zu ändern, tritt aber während der Löschthätigkeit in mannigfacher Weise auf und hat der Führer des Strahlrohres keine Zeit, erst ein anderes passendes Mundstück auszuwählen und aufzuschrauben; auch sind die Mundstücke in der nötigen Auswahl nicht zur Hand.

Digitized by Google

Der Strahlrohrführer ist daher z. B. nicht imstande, die Wurfweite zu vergrössern, ohne gleichzeitige Erhöhung des Betriebsdruckes; letzteres ist aber auch erst nach Verlauf einiger Zeit möglich und dann nur unvollständig, nämlich entweder zu viel oder zu wenig Druck. Verringern kann der Strahlrohrführer die Wurfweite durch Drosselung des Wasserlaufes mittels eines Hahnes; aber dann geschieht dies unter gleichzeitiger Verminderung der Wassermenge und der damit zusammenhängenden Löschwirkung des Strahles. Geschieht aber die Verminderung der Wurfweite mittels Erweiterung der Mündung, so ist damit eine Vermehrung des Wasserergusses und der Löschwirkung verbunden. Der Betriebsdruck bleibt dabei immer derselbe. Ein Mundstück mit verstellbarer Weite würde daher die Ausnutzung der aufgewendeten Betriebskraft erheblich fördern. Was hier für die Löschspritzen gesagt ist, gilt in gleichem Masse von den Spritzpumpen, welche zum Besprengen von Strassen und Gärten dienen.

Im Vorhergehenden wurde angenommen, dass die Wurfweite und Steighöhe des Wasserstrahles $^2/_3$ der Druckhöhe sei, welche das Wasser noch vor der Mündung besitzt; dieses ist jedoch nur annähernd zutreffend.

Ingenieur Lueger hat über die Steighöhe des Wasserstrahles mit Mundstücken von 30 mm bis 10 mm Versuche angestellt und darauf folgende Gleichung zur Bestimmung der Steighöhe s aufgestellt.

$$s = \frac{H}{1 + \varphi \cdot H}.$$

Den Wert von φ bestimmt Lueger durch

$$\varphi = \frac{0{,}00025}{d + 1000 \cdot d^3};$$

s = Steighöhe, H die vor dem Mundstücke vorhandene Druckhöhe, φ eine von der Lichtweite d des Mundstückes abhängige Erfahrungszahl.

Bei diesen Versuchen wurden folgende Erfahrungen festgestellt:

1) Die geringste Schnürung des Wasserstrahles und damit die grösstmögliche Steighöhe erfolgt bei Mundstücken,

Digitized by Google

welche nach aussen auf kurze Strecke rein cylindrisch sind, und nach innen aus dieser Form heraus sich allmählich erweitern.

2) Bei gleicher Druckhöhe vor der Mündung nimmt die Druckhöhe ab, je kleiner die Lichtweite des Mundstückes wird.
3) Jeder Mundstückweite entspricht eine bestimmte, grösste Steighöhe, einerlei, wie hoch die Druckhöhe vor der Mündung ist oder gesteigert wird.

In nachfolgender Tabelle XXVII sind die von Lueger berechneten Werte von φ und die Grenze der grössten Steighöhen sm für die verschiedenen Mundstückweiten angeführt.

Tabelle XXVII.

Steighöhen der springenden Wasserstrahlen.

	Millimeter						
$d =$	10	11	12	13	14	15	16
$\varphi =$	0,0228	0,0293	0,0183	0,0165	0,0149	0,0136	0,0124
$sm =$	44	49	55	61	67	73	80
	Meter						
	Millimeter						
$d =$	17	18	19	20	21	22	23
$\varphi =$	0,0114	0,0105	0,0097	0,0090	0,0083	0,0077	0,0071
$sm =$	87	95	103	111	120	130	141
	Meter						
	Millimeter						
$d =$	24	25	26	27	28	29	30
$\varphi =$	0,0066	0,0061	0,0057	0,0053	0,0050	0,0047	0,0045
$sm =$	152	163	175	187	200	213	227
	Meter						

Berechnet man z. B. nach diesen Gleichungen und Werten von φ die Steighöhe, so erhält man

$$s = \frac{45{,}0}{1 + 0{,}0165 \cdot 45{,}0},$$

für $d = 0{,}013$ m, $s = 25{,}8$ m; also nicht ganz $2/3 \cdot 45{,}0 = 30{,}0$ m,

für $d = 0{,}015$ m ist $s = \frac{45}{1 + 0{,}0136 \cdot 45} = 28{,}0$,

Digitized by Google

für $d = 0{,}017$ m ist $s = \frac{45}{1+0{,}0114 \cdot 45} = 30{,}0$ m oder $2/3 \cdot 45{,}0$, für $d = 0{,}02$ m ist $s = 32$ m und für $d = 0{,}03$ m ist $s = 37{,}0$.

Ist die Mundstückweite kleiner als 17 mm, so fällt die Steighöhe mehr und mehr kleiner als $2/3 \cdot H$ aus; ist sie aber grösser als 17 mm, dann wird s grösser als $2/3 \cdot H$. Für überschlägige Berechnung der Steighöhe kann man daher $s = 2/3 \cdot H$ wohl anwenden.

Hiermit schliesse ich den Absatz über Spritzen und gehe zu anderen Saug- und Druckpumpen über.

Zur Förderung von sauren Flüssigkeiten baut A. L. G. Dehne in Halle einfach wirkende Saug- und Druckpumpen, die nach Bedürfnis mit säurefester Auskleidung in Blei, Zinn oder Hartgummi versehen sind; sie dienen

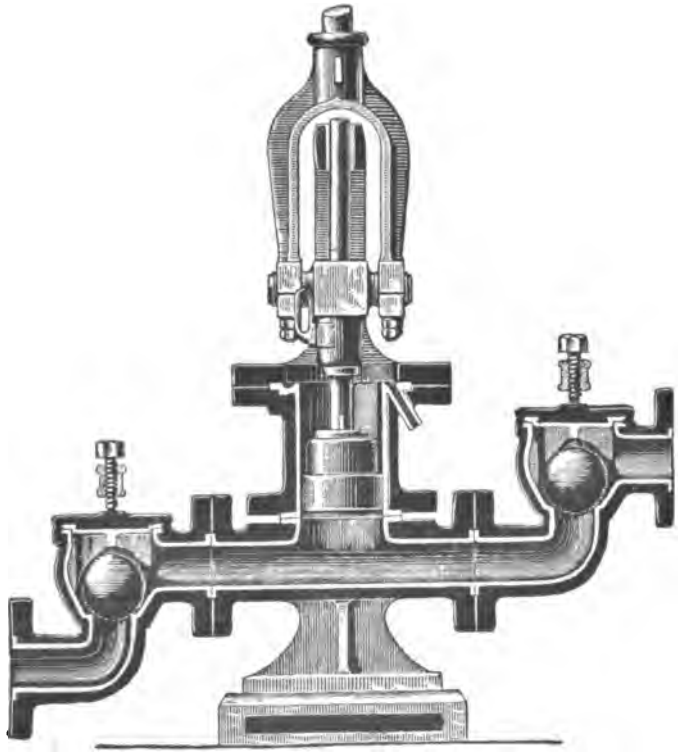


Fig. 82.

Digitized by Google

nur für klare Flüssigkeiten und für einen Druck bis zu 1 Atmosphäre. Sie werden für Handbetrieb mittels Hebel, sowie für Maschinenkraft mittels Schubstangen- oder Riemenbetrieb gebaut. Stopfbüchsen sind bei diesen Pumpen vollständig vermieden, da eine gute Verpackung derselben bei Säuren nicht möglich ist. Der Kolben ist durch eine Gummimanschette abgedichtet. In Fig. 82 ist eine Säurepumpe im Aufrisse dargestellt; sie ist mit Kugelventilen und für Schubstangenbetrieb eingerichtet. Die Pumpen werden mit Kolbendurchmesser von 80 mm bis 250 mm und Hub von der Grösse der Kolbendurchmesser für Leistungen von 700 bis 15 000 Liter in der Stunde bei 40 bis 25 Doppelhüben in der Minute hergestellt.

Den Übergang von den einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen zu den doppeltwirkenden bilden auch hier die Pumpen mit mehreren Kolben in einem gemeinsamen

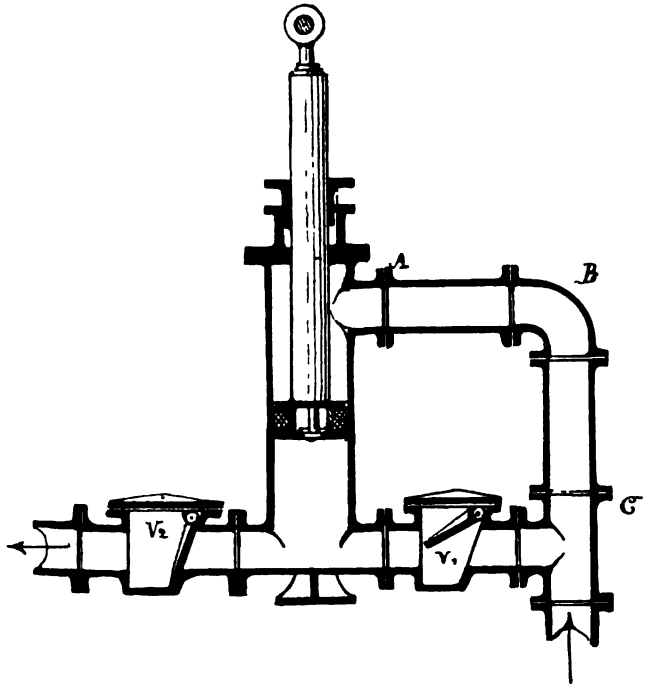


Fig. 83.

Digitized by Google

Cylinder, indem sie nur einfach drückend und doppelt saugend oder doppelt drückend und einfach saugend wirken. In der Pumpe der Fig. 83 ist ein Tauchkolben mit einem geschlossenen Scheibenkolben vereinigt. Bei dem Niedergange des Kolbens wird über demselben die Flüssigkeit angesaugt und unter dem Kolben in das Druckrohr gefördert; bei dem Aufgange jedoch wird nur unter dem Scheibenkolben Flüssigkeit angesaugt und zwar sowohl die aus dem Cylinder über dem Kolben stehende Flüssigkeit, welche bei dem Aufgange wieder verdrängt wird, als auch unmittelbar aus dem Saugrohre selbst; die Pumpe ist also einfach drückend und doppelt saugend. Dabei sind nur zwei Ventile, ein Saugventil V_1 und ein Druckventil V_2 erforderlich, weil durch die über dem Kolben gelegene Saugrohrmündung die Flüssigkeit immer nach einer oder der anderen Richtung in Bewegung ist.

Setzt man das Rohrstück ABC statt an das Saugrohr, wie in Fig 83, an das Druckrohr, so dass nun das Druckrohr zwei, das Saugrohr aber nur eine Einmündung in den Cylinder hat, so wird auch hier bei dem Kolbenniedergange die Flüssigkeit unter dem Kolben in das Druckrohr gefördert, wobei jedoch gleichzeitig ein Teil derselben auch zur Füllung des Cylinderraumes über dem Kolben dient. Bei dem Kolbenaufgange wird unter dem Kolben angesaugt, während gleichzeitig über dem Kolben die Cylinderfüllung in das Druckrohr getrieben wird. Die Pumpe ist also doppelt drückend und einfach saugend, also die Umkehrung der in Fig. 83 dargestellten.

Die Fördermenge Q für ein Kolbenspiel ist für die gemischt wirkenden Pumpen dieselbe wie für eine einfach wirkende Saug- und Druckpumpe von demselben Scheiben-Kolbendurchmesser D und derselben Hubhöhe H, nämlich gleich $\pi/4\, D^2 \cdot H$; nur dass in dem einen Falle, wie Fig. 83, diese Wassermenge bei dem Kolbenniedergange mit $q_1 = \pi/4\,(D^2 - d^2)\,H$ und bei dem Kolbenaufgange mit $q_2 = \pi/4\, d^2$ angesaugt wird, wenn d den Durchmesser des Tauchkolbens bezeichnet.

Da $(q_1 + q_2) = Q$ sein muss, so ergiebt sich daraus für den Fall, dass $q_1 = q_2$ sein soll, die Grösse von d zu $0{,}707 \cdot D$.

Bei der Umkehrung dieser Pumpe wird von der beim Kolbenaufgange angesaugten Gesamtfördermenge Q ein Teil

Digitized by Google

bei dem Aufgange und das Übrige beim Niedergange in das Druckrohr gefördert. Man kann demnach auf diese Weise entweder die Arbeitsleistung für das Drücken teilweise mit der für das Saugen, oder umgekehrt die Arbeitsleistung des Saugens teilweise mit der des Drückens vereinigen, je nachdem die Druckhöhe die Saughöhe übersteigt oder umgekehrt. Wird der Tauchkolben mit einem Ventilkolben, statt mit einem geschlossenen, verbunden, so erhält man die Pumpe Fig. 84, deren Tauchkolben bei dem Niedergange die durch den Ventilkolben aufsteigende Flüssigkeit teilweise aus dem Cylinder in das Druckrohr verdrängt. Bei dem Kolbenaufgange wird die zur Cylinderfüllung erforderliche Flüssigkeitsmenge augesaugt und gleichzeitig wird durch den nun geschlossenen Ventilkolben derjenige Teil, welcher vom Tauchkolben beim Niedergange nicht verdrängt wurde, jetzt in das Druckrohr gehoben. Die Pumpe ist demnach: einfach drückend, einfach hebend und einfach saugend und besitzt ausser dem Kolbenventil nur noch ein Saugventil. Soll die vom Tauchkolben gedrückte Wassermenge q_1 gleich sein der von dem Ventilkolben gehobenen q_2, so ist auch hier $d = 0{,}707 \cdot D$.

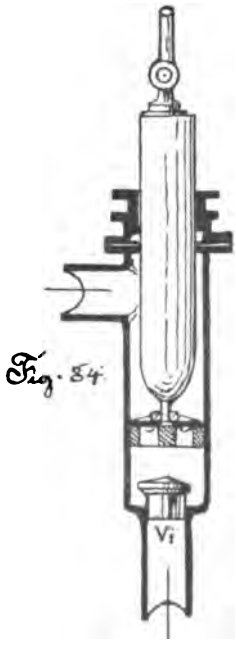


Fig. 84.

Dreht man den Ventilkolben um, so dass sich dessen Ventilklappen nicht nach oben, wie Fig. 84, sondern nach unten öffnen und macht man das unter dem Kolben liegende Rohr zum Druckrohre, das Ventil V_1 also zum Druckventile, sowie das Rohr über dem Kolben zum Saugrohre, oder wenn man die Pumpe umkehrt, so dass die Stopfbüchse mit dem Tauchkolben nach unten gerichtet ist, so erhält man auch eine umgekehrte Wirkung, indem nun die Pumpe doppelt saugend und einfach drückend ist.

Statt die beiden Kolben eines Cylinders mit einander zu verbinden, kann man auch jeden an besonderer Kolbenstange

Digitized by Google

für sich in Bewegung setzen und zwar in entgegengesetzter Richtung, wie Fig. 85 zeigt, wo ein geschlossener und ein Ventil-Scheibenkolben, der eine im Oberteile, der andere im Unterteile des Cylinders sich bewegen. Bei der einen Bewegungsrichtung nähern sich die Kolben einander, bei der andern entfernen sie sich von einander. Durch die Annäherung wird die Flüssigkeit in das Druckrohr getrieben, durch das Auseinandergehen findet das Ansaugen statt. Die Pumpe ist also einfachwirkende Saug- und Druckpumpe oder man kann sie auch als eine Vereinigung einer einfachwirkenden Saug- und Druck- mit einer solchen Saug- und Hebepumpe bezeichnen. Die Einrichtung der Fig. 85 hat nur den Vorteil, dass man zwei Ventile weniger bedarf, als wenn jede Pumpe für sich allein arbeiten würde.

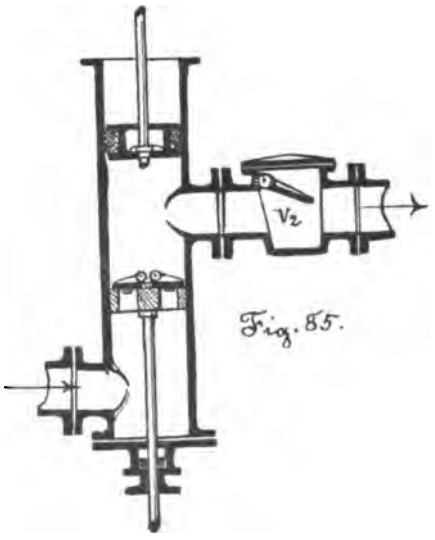


Fig. 85.

Mittels einer Zwillingspumpe, bestehend aus zwei einfach wirkenden Saug- und Druckpumpen, deren Kolben in entgegengesetzter Richtung sich bewegen, ist die Förderung in dem gemeinschaftlichen Saug- und Druckrohre eine stetige und gleichmässige. Versieht man weiter jeden Cylinder der Zwillingspumpe mit zwei geschlossenen Scheibenkolben, die einander entgegengesetzt bewegt werden, so hat man 4 einfach wirkende Saug- und Druckpumpen, wie sie in Fig. 86 abgebildet sind. Die 4 Kolbenstangen sind durch Hebel mit einem zweischenkeligen Druckhebel so verbunden, dass bei einem Auf- und Niedergange des Druckhebels jedesmal zwei Kolben saugen und zwei Kolben drücken. Mit derselben Hubhöhe *H* liefert diese Zwillingspumpe mit 4 Kolben doppelt so viel Wasser als eine Zwillingspumpe mit nur 2 Kolben. Für Pumpen beschränkter Hubhöhe, wie z. B. bei Handpumpen

Digitized by Google

und besonders bei Feuerspritzen, können daher diese Art Zwillingspumpen vorteilhafte Anwendung finden, wenn nur der erforderliche Kraftaufwand zur Verfügung ist. Lästig ist bei dieser Pumpe die mehrfache Hebelübersetzung, wogegen sie den Vorteil aufweist, dass nur 4 Ventile, 2 Saugventile V_1

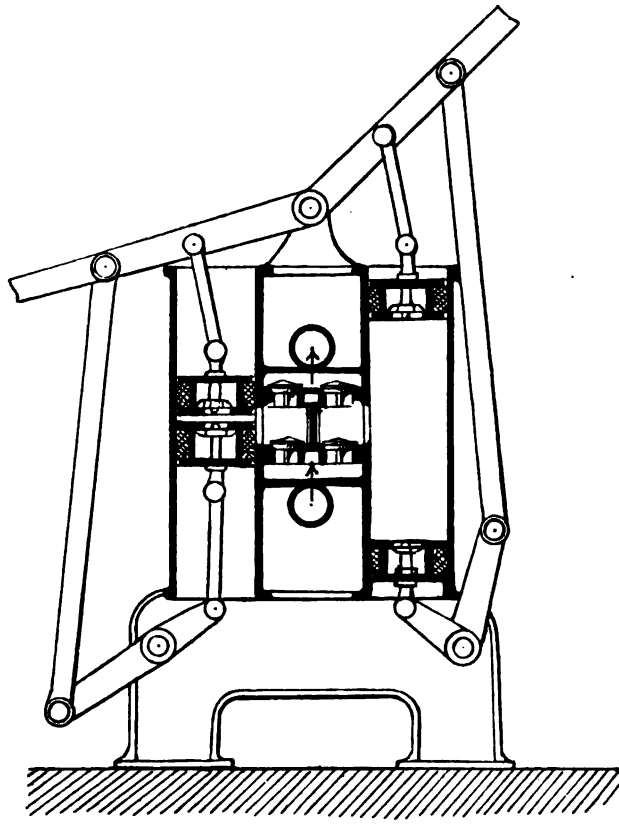


Fig. 86.

und V_2 und 2 Druckventile V_3 und V_4, nötig sind, während 4 einfach wirkende Saug- und Druckpumpen 8 Ventile erfordern würden für die gleiche Fördermenge. Statt zwei kann man auch drei und mehr Kolben, geschlossene oder Ventil-Scheibenkolben, in einem Cylinder hin und her bewegen, um eine Pumpe von grosser Leistung in möglichst gedrängter Form zu

Digitized by Google

erhalten; mit 4 Ventilkolben wurde S. 113, Fig. 51 schon eine Pumpe beschrieben. Eine Pumpe mit zwei geschlossenen und zwei Ventil-Scheibenkolben zeigt Fig. 87. Je ein Ventil- und ein geschlossener Kolben sind mit einer gemeinschaftlichen Kolbenstange verbunden, welche mit einer Kurbelschleife der Betriebswelle gekuppelt ist; die beiden Kurbelschleifen sind um 180° gegen einander verstellt, so dass sich die beiden Kolbenpaare in entgegengesetzter Richtung bewegen. In der Zeichnung Fig. 87 befinden sich die 4 Kolben in der mittleren Höhe der beiden Cylinderhälften, es befinden sich die beiden Kurbelschleifen in senkrechter Stellung, die eine nach oben, die andere nach unten. Haben sich die innern, geschlossenen Kolben *Kg* einander völlig genähert, während die äusseren Ventilkolben *Kv* ihren höchsten, bezw. tiefsten Stand erreicht haben, wie dies durch punktierte Linien angedeutet ist, so befinden sich die Kurbelschleifen in entgegengesetzter senkrechter Stellung. Sobald die innern Kolben *Kg* sich einander

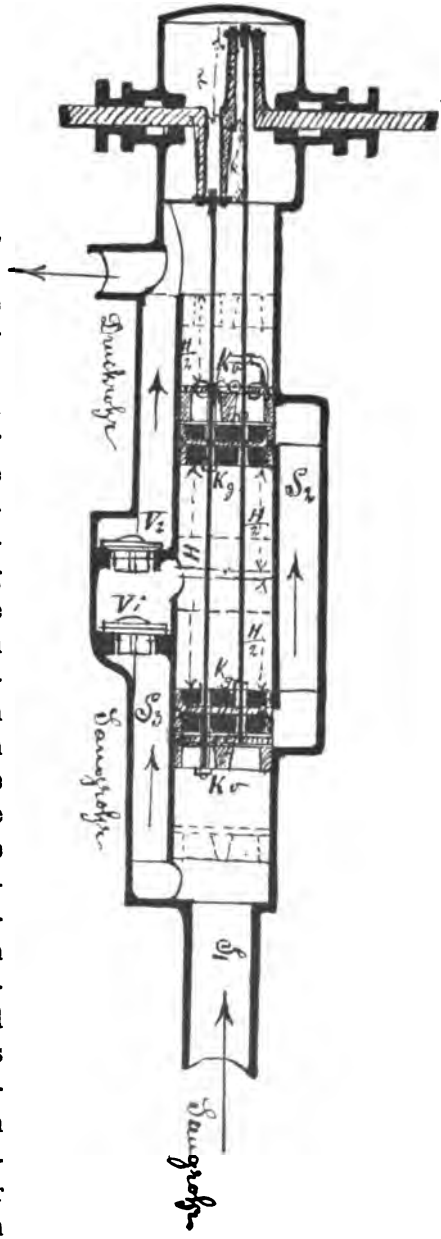


Fig. 87.

Digitized by Google

nähern, wird die zwischen ihnen im Cylinder vorhandene Flüssigkeit verdrängt und durch das Druckventil V_2 in das Druckrohr gefördert. Gleichzeitig erhebt sich der obere Ventilkolben nach oben mit geschlossenen Ventilen und hebt die über ihm stehende Cylinderfüllung in das Druckrohr, während der untere Ventilkolben unterdessen mit offenen Ventilen abwärts geht. Durch diese Bewegung entfernen sich die beiden Ventilkolben *Kv* von den zugehörigen geschlossenen Kolben *Kg*, wodurch aus den Saugröhren S_1 und S_2 der frei werdende Cylinderraum sich mit Flüssigkeit füllt. Bei der umgekehrten Bewegung entfernen sich die beiden geschlossenen Kolben *Kg* von einander und saugen dadurch die Flüssigkeit aus dem Saugrohr S_1 und S_3, sowie aus dem Saugventil V^1 in den Cylinder; gleichzeitig nähern sich die beiden Ventilkolben *Kv* dem zugehörigen geschlossenen Kolben *Kg*, wodurch einerseits die zwischen einem Kolbenpaare befindliche Cylinderfüllung durch S_2 nach oben und durch die offenen Ventile des oberen Ventilkolbens in das Druckrohr getrieben, andererseits unter dem unteren Ventilkolben der Cylinder durch Ansaugen gefüllt wird. Bei jeder Kolbenbewegung wird demnach gedrückt und gesaugt, die Pumpe ist doppeltwirkend.

Durch jeden vollständigen Wechsel der Kolbenstellung werden je 3 halbe Cylinderfüllungen angesaugt und fortgedrückt und da dieser Wechsel während einer Umdrehung der Betriebswelle sich zweimal vollzieht, so erhält man die Hub-Fördermenge durch

$$2 \cdot 3/2 \cdot \pi/4\, D^2 \cdot H = 2{,}3562 \cdot D^2 \cdot H,$$

wenn D die Lichtweite des Cylinders und H die doppelte Hubhöhe bezeichnet, oder

$$2{,}356 \cdot D^2 \cdot H = 9{,}424\, D^2 \cdot r,$$

worin $r =$ Kurbellänge $= \frac{H}{4}$.

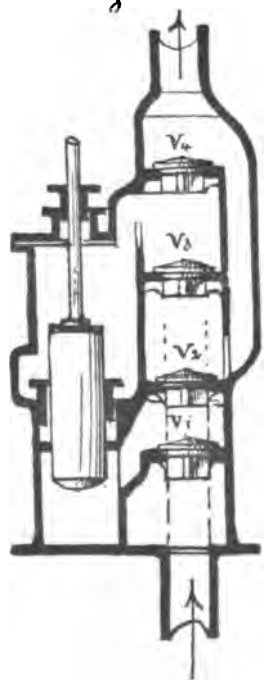
Eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe mit nur einem geschlossenen Kolben würde bei gleichem Kolbendurchmesser nur $3{,}1415\ D^2 r$ Fördermenge für jedes Kolbenspiel haben, also nur den dritten Teil der obigen Pumpe mit 4 Kolben. Drei doppeltwirkende Pumpen mit je einem Kolben würden dieselbe Leistung haben wie eine mit 4 Kolben gleichen

Digitized by Google

Durchmessers; die Drillingspumpe ist jedoch kostspieliger und nimmt viel mehr Raum ein als die letztgenannte. Dagegen bietet die Drillingspumpe die Möglichkeit durch Verstellung der Kurbeln gegeneinander um 120° die ungleichmässige Kurbelgeschwindigkeit auszugleichen, so dass die Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Saug- und Druckrohre eine stetige und gleichmässige ist, wie dies schon bei der Pumpe Fig. 51, S. 113 mit vier Ventilkolben der Fall ist. Bei der 4-Kolbenpumpe Fig. 87 müssen die Kurbeln um 180° verstellt sein, weshalb hier die toten Punkte der Kurbelbewegung für beide Kurbeln gleichzeitig sich einstellen, die Fördergeschwindigkeit deshalb eine ungleichmässige wird, deren Ausgleichung nur durch Einschaltung von Windkesseln zu bewirken ist.

Wegen des geringen Raumbedürfnisses der Pumpen mit 3 oder 4 Kolben werden dieselben hauptsächlich auf Schiffen verwendet und zwar sowohl für Hand- als auch für Maschinenbetrieb; der Kolbendurchmesser wechselt dabei von 100 bis 250 mm und der Kolbenhub von 80 bis 200 mm. Die Umdrehungszahl der Betriebswelle ist für Handbetrieb gewöhnlich 40 in der Minute, für Maschinenbetrieb 50—60.

Fig. 88



Zu der Gattung Pumpen, welche zwei Kolben in einem Cylinder führen, gehört auch die doppeltwirkende Pumpe mit Tauchkolben. Die Bewegung eines Tauchkolbens ergiebt immer nur eine einfach wirkende Pumpe; erst dadurch, dass man den Pumpencylinder durch eine Stopfbüchse in zwei Hälften teilt, in denen sich der Tauchkolben bewegt, erhält man eine doppeltwirkende Pumpe, die man auch als Zwillingspumpe mit gemeinsamem Tauchkolben bezeichnen kann; siehe Fig. 88.

Die doppeltwirkenden Saug- und Druckpumpen mit Scheibenkolben ohne Kolbenventil, sind im all-

Digitized by Google

gemeinen nach der Fig. 69, S. 134 angeordnet, wonach je zwei Saugventile V_1 und V_3, und je zwei Druckventile V_2 und V_4 mit dem gemeinschaftlichen Druck- und Saugrohre verbunden sind. Die Fördermenge und Arbeitsleistung ist sowohl für den Kolbenaufgang als auch -Niedergang gleich gross und die Bewegung durch die Saug- und Druckröhren eine stetige, mehr oder weniger gleichmässige, je nachdem die Übertragung der Kraft auf die Pumpen bewirkt wird.

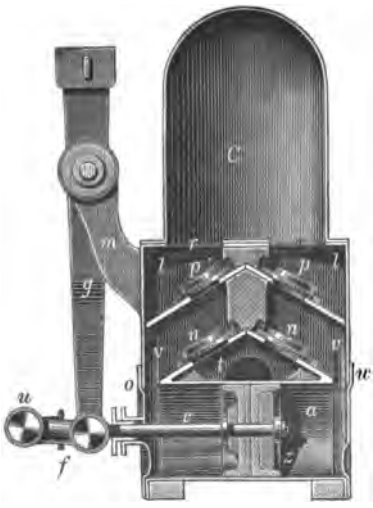


Fig. 89.

Für Haus-, Gewerbe- und landwirtschaftliche Zwecke wird sehr häufig die durch Fig. 89 abgebildete Pumpe zur Wasserförderung verwendet, weil sie infolge ihrer gedrungenen Bauweise sehr wenig Raum einnimmt, ihre Bewegungsteile leicht zugänglich sind und damit grosse Förderhöhen erreicht werden können. Die Saugkammer *t* befindet sich unmittelbar über dem liegenden Cylinder, von welchem, vorn und hinten, zwei Kanäle zu den Saugventilen *n* und *n* aufsteigen; die Druckkammer *l* liegt unmittelbar über dem Saugraum, mit welchem sie durch die Druckventile *p* und *p* in Verbindung steht. An den Druckraum schliesst sich der Druckwindkessel *C* und bildet mit jenem das Oberteil der Pumpe, das nach Lösung einiger Schrauben abgehoben werden kann, wodurch sämtliche Ventile erreichbar werden, ohne dass die Verbindung der Pumpe mit dem Saug- und Druckrohre auf gehoben werden muss. Bei langen Saugleitungen und grossen Saughöhe empfiehlt sich auch die Einschaltung eines Saugwindkessels.

Die Pumpe wird sowohl für Handbetrieb mittels Hebel wie Fig. 89, 90 und 91, oder mittels Schwungrad, wie Fig. 92, sowie auch für Maschinenkraft-Betrieb eingerichtet, in welchem Falle noch eine feste und eine lose Riemenscheibe der Welle aufgesetzt werden.

Digitized by Google

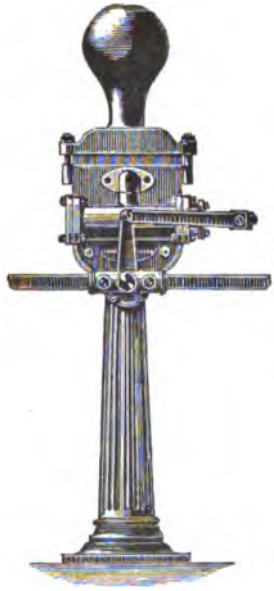


Fig. 90.

Fig. 91.

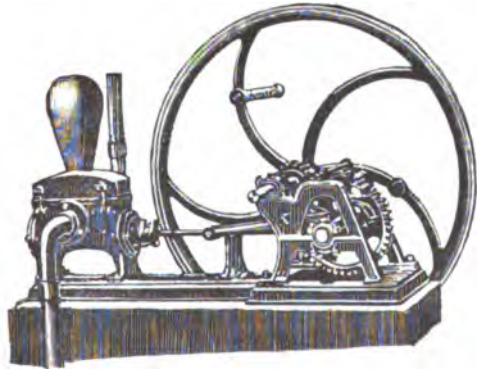


Fig. 92.

Digitized by Google

Die folgende Tabelle XXVIII enthält alle Angaben über die wesentlichen Ausführungsmasse, Liefermengen, Kraftbedürfnis und Preise dieser Pumpen. W. Garvens in Hannover und A. L. G. Dehne in Halle a. S. führen reichhaltige Lager in diesen Pumpen, ebenso Rich. Langensiepen in Magdeburg-Buckau.

Tabelle XXVIII.

Preise und Leistungen von doppeltwirkenden Scheibenkolben-Pumpen bei 45 Kolbenspielen in der Minute.

Lichtweite des Cylinders in mm	64	76	89	102	126	150
Hubhöhe in mm	140	160	204	228	254	300
Lichtweite des Saug- und Druckrohres in mm	30	40	50	50	65	75
Liefermenge im Kolbenspiel in l	0,9	1,45	2,54	3.73	6,2	10,6
Preise in Mark						
Für Handbetrieb, nach Fig. 92, mit Vorgelege und Schwungrad	230	280	350	400	—	—
	mit Messinggarnitur etwa 15—25 Mk. mehr					
Für Kraftbetrieb mit fester und loser Riemenscheibe und Schwungrad u. mit Vorgelege	250	310	400	450	—	—
Dieselben mit Messing-Kegelventilen	270	330	425	475	660	830

Für Handbetrieb macht die Schwungradwelle 45 Umdrehungen in der Minute und leistet 1 Arbeiter damit 450 Kilogramm-Meter in einer Minute oder 7,5 Sekunden-Kilogramm-Meter.

Je nach dem man ohne oder mit Vorgelege arbeitet, erhöht sich einerseits die Fördermenge in der Minute, während sich anderseits die Förderhöhe um so mehr verringert, je grösser die Übersetzungszahl des Vorgeleges, nämlich 1 : 2, oder 1 : 3 oder auch 2 : 5 gewählt wird. Ist die Förderhöhe wechselnd in der Grösse, so ist es zur Erreichung grösserer Fördermengen bei Handbetrieb zweckmässig, der Pumpe eine Hebeleinrichtung zu geben, welche gestattet, die Hubhöhe, der Förderhöhe entsprechend, kleiner oder grösser zu machen. Die Fördermengen verhalten sich in diesem Falle zu einander wie die Hubhöhen.

Digitized by Google

Die oben beschriebene Pumpe kann statt mit wagerechter auch mit senkrechter Stellung des Cylinders angeordnet werden.

Eine sehr gedrungen gebaute, doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe mit Scheibenkolben und bequem zugänglichen Ventilen wird von R. Langensiepen unter der Bezeichnung „Inselpumpe“ gebaut. Die Fig. 93 stellt die Einzel-

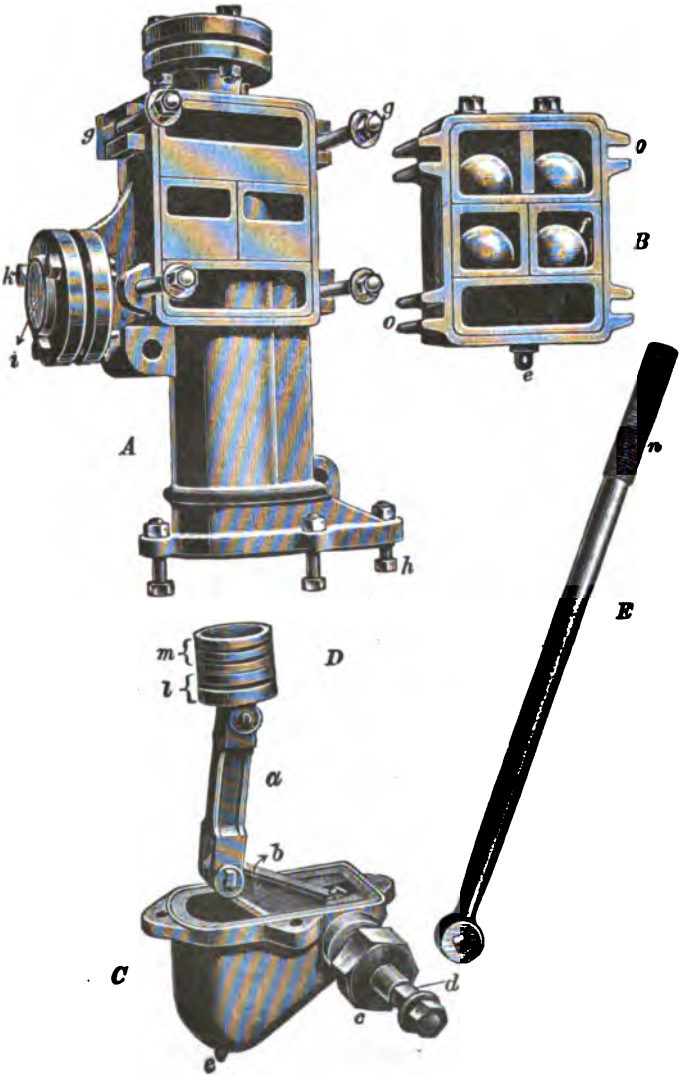


Fig. 93.

Digitized by Google

teile dieser Pumpe dar. Der Ventilkasten *B* ist durch Hakenschrauben an den Pumpencylinder befestigt und kann daher leicht abgenommen werden, ohne dass das Saug- und Druckrohr zu berühren ist. Die Ventile selbst bestehen aus Gummi- oder Eisenkugeln, die am unempfindlichsten gegen Verunreinigungen sind. *A* bezeichnet den Cylinder, *D* den Kolben mit der Liderung *lm* und dem Hebelmechanismus *abc*. Der Handhebel *E* ist aus einem Rohre hergestellt und am Angriffspunkte *n* mit einem Stück Gummischlauche zum Schutze der Hand überzogen; der Hebel ist unmittelbar mit der Drehachse verbunden. Als Frostschutz ist sowohl am Ventilgehäuse *B*, wie auch an dem unteren Cylinderdeckel *C* eine Entwässerungsschraube *e* angebracht.

Die Pumpe wird für Handbetrieb sowohl als Wandpumpe, auf gusseisernem Fussbocke stehend, oder auf eisernem Tragbocke, sowie auf fahrbarer Karre montiert, geliefert.

Durch Anordnung einer Kurbel am Pumpenkörper selbst und Verbindung des Kurbelzapfens mit dem Hebel wird eine einfache Inselpumpe für Riemenbetrieb geschaffen. Die gewöhuliche Ausführung der Pumpe geschieht in Eisen, erfolgt aber auch nach Bedarf in jedem anderen Materiale.

In folgenden Zusammenstellungen findet man die Maasse, Leistungen und Preise der „Inselpumpen".

Tabelle XXIX.

1. Für Handbetrieb.

	Durchmesser des Kolbens in mm									
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Kolbenhub in mm . . .	100	120	150	175	195	220	240	260	285	300
Wasserlieferung für ein Kolbenspiel in Liter .	0,40	0,70	1,20	1,75	2,50	3,50	4,50	6,10	7,50	9,50
Durchmesser des Saug- und Druckrohres in mm	25	32	38	51	51	57	64	64/76	76	76/90
Ungefähres Gewicht in kg	17	25	35	48	65	85	115	155	200	260
Preis der Pumpe in Eisen mit Gummikugeln in Mark	35	40	50	64	105	130	160	200	250	320

Digitized by Google

Wird den Pumpen ein Druckwindkessel beigegeben, so erhöhen sich die Kosten je nach

der Grösse der Pumpe um . . 6 bis 20 Mk.
für einen Saugwindkessel um . 4 bis 25 „
ein Wandbock kostet . . . . 5 bis 35 „
ein Fussbock kostet . . . . 4 bis 31 „

Von 100 mm Kolbendurchmesser an werden die Pumpen nur mit Eisenkugelventilen und mit Doppelhebel geliefert.

Für Riemenbetrieb erhält man obige Pumpen zu folgenden Preisen:

Tabelle XXX.

Kolbendurchmesser in mm	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Zahl der Kolbenspiele in der Minute	80	80	75	65	55	50	45	45	40	40
Durchmesser der Riemenscheibe in mm . .	300	350	400	460	525	600	460	525	600	700
Preis	75	90	105	140	220	265	320	400	470	600

Vom Kolbendurchmesser 110 mm an wird statt Riemenscheibe Rädervorgelege geliefert.

Für Handbetrieb mit Kurbel und Schwungrad auf Bockgestelle kostet die Pumpe etwa 10% weniger als für Riemenbetrieb. Die Maschinenfabrik Wwe. Joh. Schuhmacher in Köln a. Rh. baut ebenfalls die oben beschriebenen Inselpumpen, ausserdem noch eine vierfachwirkende Saug- und Druckpumpe mit zwei Scheibenkolben in zwei Cylindern, also eine doppeltwirkende Zwillingspumpe. Die Kolbenstangen sind mittels Gelenkhebel mit der gemeinsamen Drehachse verbunden, so dass sich die Kolben bei der Hebelbewegung entweder einander nähern oder sich von einander entfernen. Die beiden Kolben saugen und drücken bei jeder Bewegung. Die Druckräume der beiden Cylinder sind durch ein Rohr mit einander verbunden, wodurch je 2 Saug- und 2 Druckventile (statt je 4) erforderlich werden. Durch diese Anordnung, sowie durch die Lage der Cylinder in verschiedener Höhe und der Druck- und Saugventile nebeneinander wird die ganze Pumpeneinrichtung auf möglichst geringen Raum zusammen-

Digitized by Google

gedrängt; nur ist hier ein Lösen des Saug- und Druckrohres erforderlich, um zu den Ventilen zu gelangen. Siehe Fig. 94 und 95.

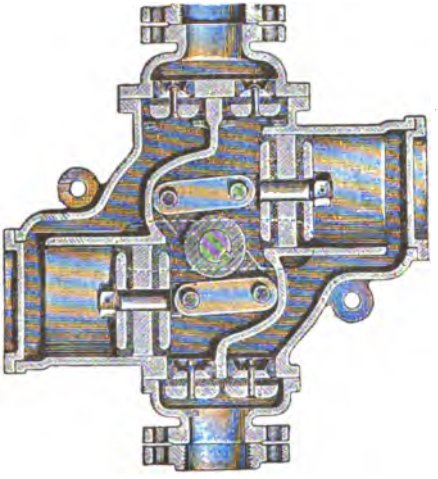


Fig. 94.

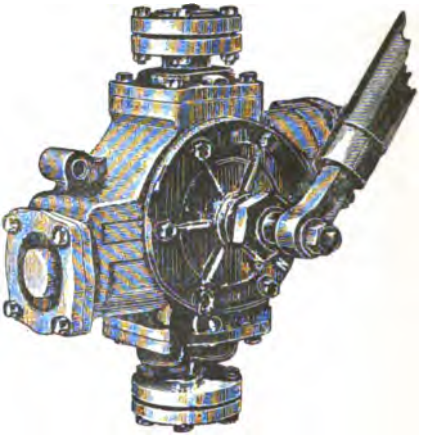


Fig. 95.

Diese Pumpen werden vorteilhaft in chemischen Fabriken, Brauereien, Kellereien, Brennereien, Papierfabriken, Leim-, Zucker- und Farbenfabriken u. s. w. angewendet. An der Vorderfläche ist der Pumpenkörper durch einen aufgeschraubten Deckel geschlossen, nach dessen Abnahme die beiden Kolben herausgenommen werden können.

Nachfolgende Tabelle enthält die nötigen Zahlenangaben über diese Pumpe.

Tabelle XXXI.

Masse, Leistungen und Preise der vierfachwirkenden Saug- und Druckpumpe für Handbetrieb mit Hebel.

Durchm. der Anschlussröhren in mm . . .	25	32	32	38	50	50	64	64	76	76
Leistung für ein Kolbenspiel in l	0,61	1,06	1,60	2,25	3,10	4,10	5,30	6,80	8,50	10,50
Preis in Mark										
in Eisen	32	40	50	56	70	80	93	118	132	185
in Messing	68	88	105	140	175	205	255	310	375	480

Digitized by Google

Diese Pumpen werden ebenfalls als Wandpumpen oder trag- und fahrbar geliefert.

Eine Anordnung der Ventile, welche gestattet, den Kolben bis zum unteren und oberen Ende des Cylinders zu bewegen, also den schädlichen Raum möglichst zu beschränken, zeigt eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe, Fig. 96 und 97, die von Hammelrath & Schwenzer in Düsseldorf hergestellt wird. Die Pumpe besteht aus einem Arbeitscylinder *a* mit den angegossenen Saug- und Druckkanälen *b*, *c*, in welchen sich die Druckventile *d*, *e*, *f*, *g* befinden. Die sämtlichen Ventile sind mittels der Verschlussdeckel *h*, *k* jederzeit sofort zugänglich. Der Kolben *m* wird durch ein Zahnstangen-Getriebe bewegt. Bei dem Kolbenaufgange wird durch das Saugventil *g* angesaugt und der Cylinder füllt sich unter dem Kolben durch die Öffnung *r*, gleichzeitig wird die über dem Kolben befindliche Füllung durch die Öffnung *s* und das Ventil *d* fort-

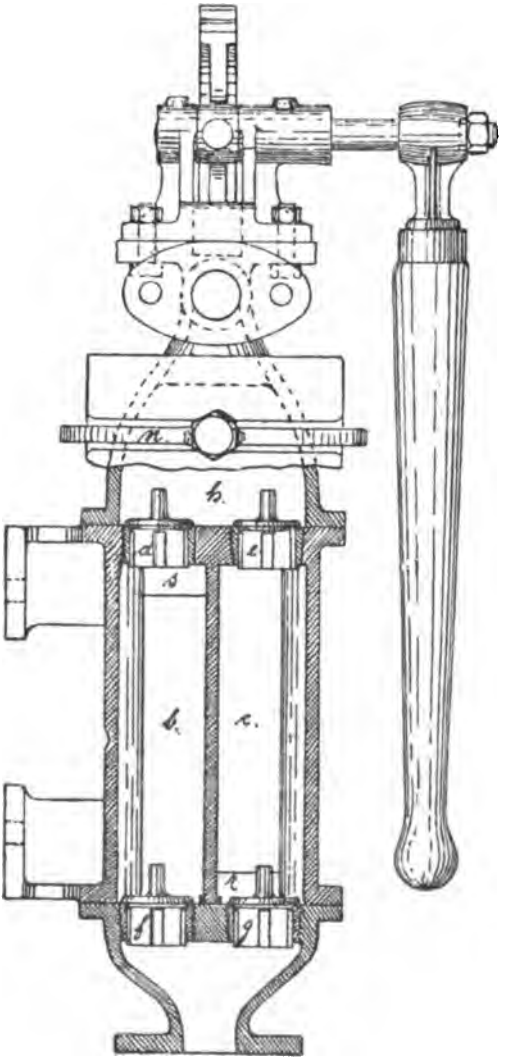


Fig. 96.

Digitized by Google

gedrückt. Bei dem Niedergange des Kolbens wird durch das Ventil *f* und die Öffnung *s* angesaugt und durch die Öffnung *r* sowie das Ventil *e* gedrückt.

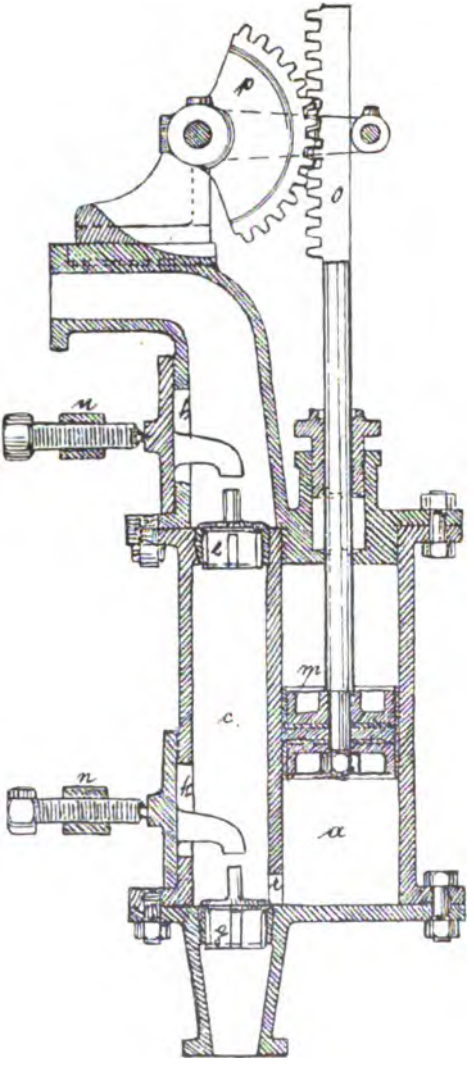


Fig 97.

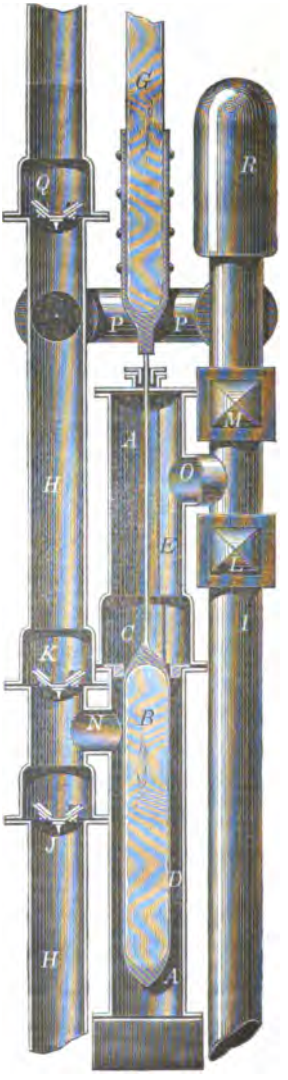


Fig. 98.

Der Pumpenkolben hat zwei sich gegenüberstehende Ledermanschetten, die durch eine metallische Federung stets an die

Digitized by Google

Cylinderwand gepresst werden; der Kolben ist durch den Cylinderdeckel zugänglich (siehe Fig. 96 und 97). Die Pumpe wird sowohl freistehend, als auch als Wandpumpe oder trag- und fahrbar gebaut in folgenden Grössen, welche in Tab. XXXII aufgeführt sind.

Tabelle XXXII.

Kolbendurchmesser in mm	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Kolbenhub in mm . . .	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120
Liter f. d. Kolbenspiel .	0,38	0,54	0,69	0,97	1,20	1,50	1,80	2,17	2,54	2,95
Hubzahl in d. Minute bei Riemenbetrieb . . .	100	100	90	90	80	80	80	70	70	60
Preis in Mark für Handbetrieb mit Hebel . .	40	45	50	55	65	75	85	95	110	125

Als Wandpumpe mit Schwengel ist die Pumpe um 50 % teurer als obige Preise der Tabelle; als Wandpumpe mit Schwungrad für Handbetrieb aber um 75 bis 100 % teurer, ebenso für Riemenbetrieb um 80 bis 110 %. Für grössere Förderungen durch Kraftbetrieb erhalten die Pumpen Hubhöhen von 200 bis 300 mm bei 90 bis 150 mm Kolbendurchmesser und Fördermengen von 2,0 bis 8,50 Liter für jedes Kolbenspiel. Die Umdrehungszahl ist 50 bis 60 in der Minute.

Eine sehr gedrungene Anordnung besitzt die Zwillingspumpe mit einheitlichem Pumpenkörper für beide doppeltwirkende Pumpen obiger Konstruktion, Fig. 96 und 97, sowie mit einfachem Saug- und Druckrohr.

Sowohl die doppelt- als auch die vierfachwirkende Pumpe kann als Hochdruckpumpe, als Spritze, sowie als Schachtpumpe zweckmässig verwendet werden.

Eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe mit Tauchkolben, wie sie vielfach im Bergbaue verwendet wird, ist in Fig. 98 dargestellt. *A A* der Pumpencylinder, welcher durch die Kolbendichtung *C* in zwei Hälften *D* und *E* geteilt ist; die Kolbendichtung besteht aus einem Metallringe mit übergeschobenem Gummiringe. *G* bezeichnet die Kolbenstange, *H* und *I* die beiden Saug- und Druckrohre, *J* und *K* sowie *L* und *M* die Saug- und Druckventile. Der Cylinder ist bei

Digitized by Google

N und O mit dem Raume zwischen je einem Saug- und einem Druckventile verbunden. Die beiden Druckröhren sind oberhalb des Cylinders durch ein Rohr P verbunden, und oberhalb dieser Verbindung trägt das Rohr I einen Druckwindkessel R, das Rohr H dagegen ist mit einem Klappenventile Q ausgerüstet, damit die Flüssigkeitssäule in dem darüber aufsteigenden Druckrohre bei dem Stillstande der Pumpe nicht zurückfallen kann.

Bei dem Aufgange des Kolbens wird aus dem Unterteile des Rohres H angesaugt, durch das Oberteil des Rohres I gedrückt; bei dem Kolben-Niedergange dagegen wird durch das Unterteil des Rohres I angesaugt und durch das Oberteil des Rohres H gedrückt. Die Fördermenge ist für jedes Kolbenspiel (Auf- und Niedergang) gleich $2 \cdot \pi/4 \cdot D^2 \cdot H$, wenn D den

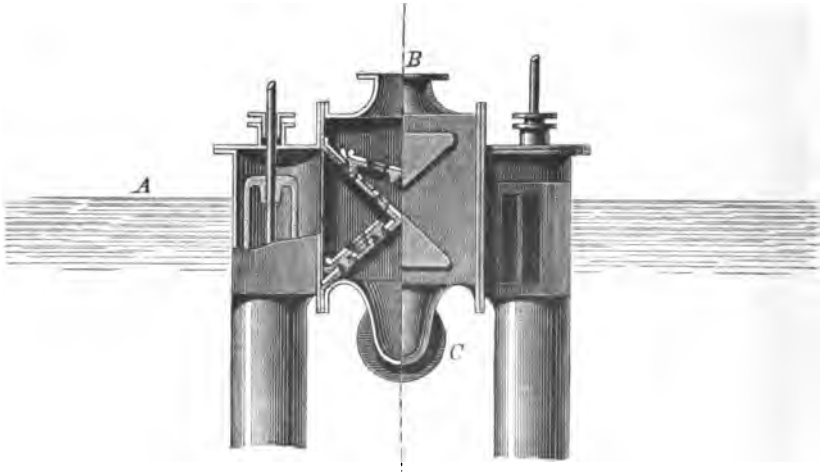


Fig. 99a.

Durchmesser des Tauchkolbens und H die Hubhöhe bezeichnet.

Eine gedrungene Anordnung der Ventile zeigt die durch Fig. 99a u. b. abgebildete Tauchkolben-Pumpe, die eine Zwillingspumpe ist.

Zwischen den beiden Tauchkolben befinden sich die beiden Ventilkammern über einander, woran sich unten das Saugrohr C und oben das Druckrohr B anschliesst. Die Kolben haben entgegengesetzte Bewegungsrichtung, so dass der eine saugt

Digitized by Google

während der andere drückt, wodurch die Doppelwirkung erreicht wird.

Fig. 99 b.

Die in Fig. 98 abgebildete Pumpe mit einem Tauchkolben in einem durch Kolbendichtung geteilten Cylinder kann auch eine gedrungenere Anordnung erhalten, wenn man alle 4 Ventile nach einer Seite des Cylinders verlegt, wodurch nur ein Saug- und Druckrohr erforderlich wird.

In Fig. 88, Seite 173, ist diese Bauweise skizziert. Wird die Pumpe nicht senkrecht stehend, sondern wagerecht gelagert, so werden gewöhnlich die Saugventile seitlich des Cylinders, die Druckventile oberhalb desselben angebracht, immer mit Rücksicht auf möglichst bequeme Zugänglichkeit.

Zu verschiedenen Zwecken, wie z. B. zur Kesselspeisung, für hydraulische Pressen und dergleichen ist es erforderlich, dass die Fördermenge eines Kolbenhubes veränderlich gemacht werden kann, sei es, um die Fördermenge selbst zu verringern oder um die Arbeitsleistung, der Druckzunahme während des Pumpens entsprechend zu regeln. Dieser Anforderung genügt die in Fig. 100 abgebildete Zwillingspumpe mit Plungerkolben (die auch durch geschlossene Scheibenkolben ersetzt werden könnten). In den Pumpencylindern C und C' bewegen sich die Kolben M und N, welche mit dem Schwengel AB durch Bolzen a und b verbunden sind. Der Schwengel AB ist mit Schlitzen versehen, in welchen die Bolzen a und b gleiten können, und ist bei D mittels Gelenk mit der Zugstange E verbunden, welche die Betriebskraft überträgt. Der Drehpunkt des Schwengels AB ist ein verstellbarer Bolzen an dem Hebelarme Ll; dieser Hebelarm verschiebt den Drehbolzen in einem Schlitze m, der im Oberteile des Trägers Z segmentförmig ausgespart ist. Steht der Hebelarm Ll senkrecht, so sind beide Schwengelarme Am und Bm gleich lang und die Kolben der Pumpe haben beim Auf- und Abbewegen des Schwengels gleiche Hubhöhe. Wird jedoch der Hebel L nach x' oder x verstellt, so wird der Drehpunkt im Schlitze

Digitized by Google

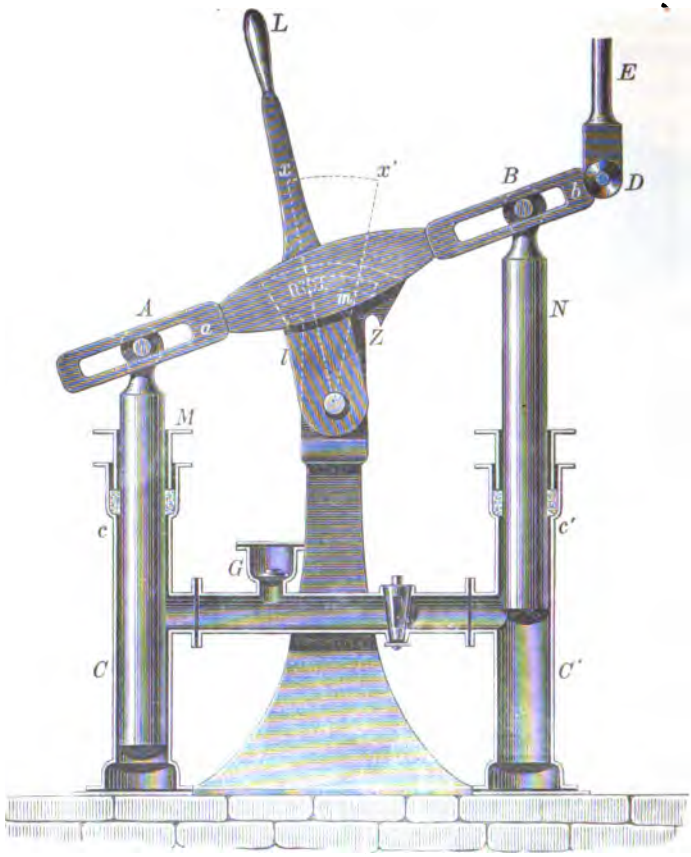


Fig. 100.

m verschoben und die beiden Schwengelarme werden ungleich lang, sowie auch die Hubhöhen dementsprechend ungleich werden.

Die zwei Pumpencylinder sind durch ein Rohr miteinander verbunden, in welches das durch einen Hahn verschliessbare Saugrohr mündet, sowie auch das Druckrohr durch das Druckventil G; beide Kolben haben gleichen Durchmesser. Ist der Hub beider Kolben gleich gross, so äussert die Pumpe keine Wirkung, weil durch den Niedergang des einen Kolbens dieselbe Wassermenge in das Verbindungsrohr gedrückt wird, welche der andere Kolben durch seinen Aufgang ansaugt. Durch die

Digitized by Google

Schwengelbewegung wird in diesem Falle nur ein wiederholter Wechsel der Cylinderfüllung hervorgerufen. Hat jedoch durch Verstellung des Hebels *L* der eine Kolben eine geringere Hubhöhe als der andere, so drückt dieser bei seinem Niedergange eine kleinere Flüssigkeitsmenge in das Verbindungsrohr als der andere Kolben mit dem grösseren Hube ansaugt, weshalb der Fehlbetrag aus dem Saugrohr nachfliessen muss. Ebenso wird der Kolben mit dem grösseren Hube bei seinem Niedergange eine grössere Flüssigkeitsmenge verdrängen als der andere mit dem kleineren Hube anzusaugen vermag; der Überschuss gelangt durch das Druckventil *G* in das Steigrohr. Diese Zwillingspumpe kann daher während eines Auf- und Niederganges des Schwengels nur einmal saugen und einmal drücken durch den Kolben mit dem grösseren Hub, während der mit dem kleineren Hub nur als Regler der Fördermenge dient; die Pumpe ist daher nur einfachwirkend. Mittels dieser Pumpe kann man Fördermengen von Null bis zu einem bestimmten Höchstbetrage nach Belieben regeln.

Eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe von eigentümlicher Bauweise ist die in Fig. 101 und 102 abgebildete,

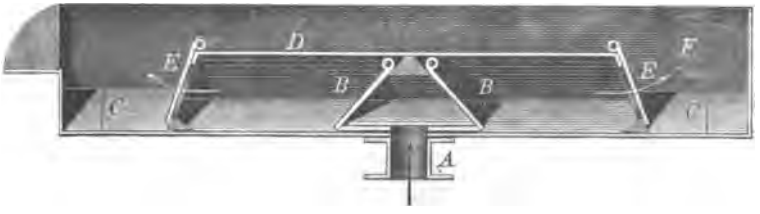


Fig. 101.

welche in dieser Form mit nur ganz geringer Druckhöhe mittels Schieberkolben arbeitet. Der offene Cylinder *C* ist in Verbindung mit dem Kolben *D* von quadratischem Querschnitt; der Kolben oder Schieber *D* hat an seinen beiden Enden die Druckventile *E* und wird auf dem Cylinder in einem Wasserbehälter hin und her bewegt, wodurch sich die Druckklappen sowohl, als auch die über dem Saugrohre *A* angebrachten, gegen den Schieber nach oben abgedichteten Saug-

Fig. 102.

Digitized by Google

klappen *B* wechselseitig öffnen und schliessen und damit saugen und drücken.

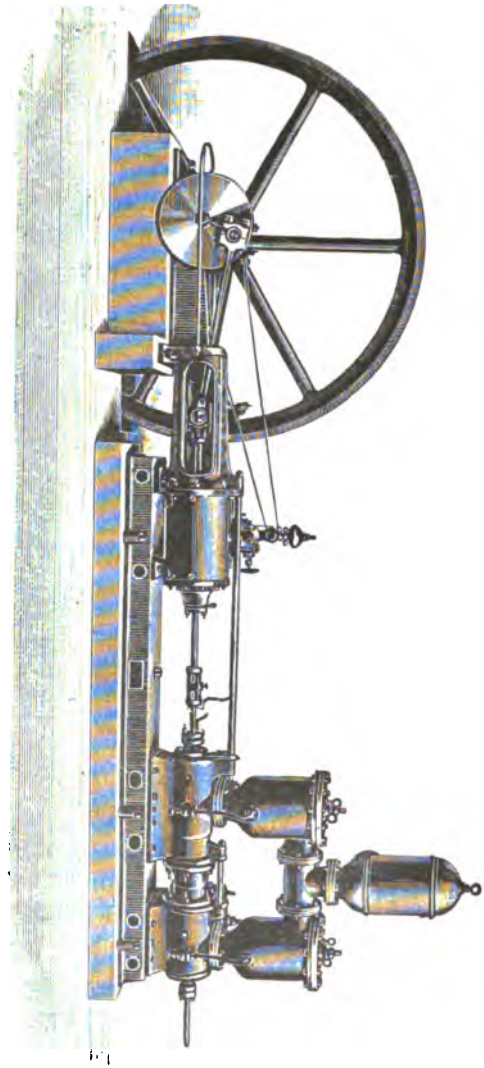


Fig. 102a.

Als Wasserwerks-Pumpmaschine wird die durch Fig. 102a abgebildete Pumpe von Weise & Monski gebaut.

Digitized by Google

Der Maschinenrahmen besteht aus einem kräftigen Balken mit angegossener cylindrischer Kreuzkopf-Geradführung und ruht in ganzer Länge auf dem Fundamente. Schwungradwelle und Kolbenstange sind von Stahl. Jede Maschine erhält ein schweres, zweiteiliges Schwungrad. Der doppeltwirkende Mönchskolben geht durch aussenliegende Stopfbüchsen. Die Pumpenventile sind Stufenventile mit getrennten Trag- und Dichtungsflächen; Saug- und Druckventile sind gleich gross und können beliebig untereinander ausgewechselt werden. Sie sind unmittelbar zugänglich und mit den Saug- und Druckröhren so verbunden, dass nahe unter und über den Ventilen eine lotrechte Bewegung des Wassers auftritt.

Diese Pumpe kann auch als Zwillingspumpe mit einer Dampfmaschine gekuppelt werden, wobei die Kurbeln der Hauptwelle um 90° versetzt sind. Für grosse Wassermengen sind die Ventile, wenn sie als Tellerventile gebildet sind, paarweise zusammenwirkend vorhanden. Für kleine Förderhöhen können auch Tauchkolben mit innerer Stopfbüchse verwendet werden. Die Dampfmaschine ist eine Simplexmaschine und erfolgt die Dampfverteilung durch selbstthätig vom Regulator verstellbare Riedlersteuerung oder durch andere Steuerungen. Dieselben Pumpen können auch durch Verbundmaschinen, sowie durch Duplex- und Triplexmaschinen betrieben werden, wie solche durch die Figuren 112, 113 und 114, Seite 210 u. 212, abgebildet sind. Die grösseren Pumpen für Förderungen bis zu 6000 Minutenliter und bis zu 300 m Förderhöhen eignen sich besonders zu unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen in Bergwerken, sowie als städtische Wasserwerkspumpen, hydraulische Presspumpen u. dergl.

Für den Dampfmaschinenbetrieb wird im allgemeinen nur gesättigter Dampf verwendet; einzelne Beispiele sind jedoch schon vorhanden, welche eine Benutzung von überhitztem Dampf aufweisen. Überhitzten Dampf erhält man dadurch, wenn man dem gesättigten Dampfe immer mehr Wärme zuführt, wodurch er trocknet und seine Spannkraft erhöht. Es ergiebt sich daraus eine günstigere Ausnutzung des Brennmaterials und ausserdem entfällt die Belästigung des Maschinenbetriebes durch Niederschlagswasser in den Dampfleitungen.

Digitized by Google

Die Hauptschwierigkeit der Verwendung von überhitztem Dampf bestand früher in dem Mangel eines Schmiermittels, dessen Verdampfungstemperatur die Temperatur der überhitzten Dämpfe überstiegen hätte. Nun hat man in den Mineralölen, deren Verdampfungstemperatur bis zu 400° geht, ein solches Schmiermittel gefunden.

Die Maschinenfabrik Gritzner in Durlach bethätigt hauptsächlich den Bau von Dampfmaschinen für Betrieb mit überhitztem Dampf und hat sich Herr Hunger aus Durlach in einem Vortrage eingehend über die neuesten Erfahrungen auf diesem Gebiete geäussert. Die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Band XLV, bringt diesen Vortrag, sowie auch die dazugehörigen Zeichnungen; einem Sonderabdruck dieses Artikels entnehme ich folgende Ergebnisse, die von verschiedenen Heissdampfmaschinen erhalten wurden. Eine stehende Verbundmaschine von 600 und 950 mm Cylinderdurchmesser, 800 mm Hub und 40 Minutenumläufen treibt mittels jeder Kolbenstange eine im Schachte stehende Differential-Tauchkolbenpumpe. Bei dem Betriebe dieser Pumpen mit 5 Atmosphären Dampfdruck und Mantelheizung war der Dampfverbrauch 8,58 kg und in den Kesseln wurden dabei mit 1 kg Kohle 5,66 kg Dampf erzeugt.

Bei 10 Atmosphären Dampfdruck und im Mittel mit 286° Überhitzungstemperatur ergab sich ein Dampfverbrauch von 5,96 kg für 1 PS. und im Kessel verdampfte ein kg Kohle 5,76 kg Wasser; das Ergebnis war demnach ein sehr günstiges. Annähernd gleiche Ergebnisse erhielt man von anderen Heissdampfmaschinen, so dass in der Zukunft diese Maschinen für den Pumpenbetrieb eine erhöhte Bedeutung erlangen werden.

Das fortgesetzte Bestreben zur Vervollkommnung der Kolbenpumpen, besonders mit Rücksicht auf möglichst raschen Gang derselben, hat verschiedene Verbesserungen gereift, welche eine günstigere Verwendung schnelllaufender Motoren, wie Gas- und besonders Elektromotoren, gestatten. Zunächst erreichte man hohe Umdrehungszahlen dadurch, dass man die Hubhöhe der Pumpenkolben verringerte, wodurch die Kolbengeschwindigkeit in zulässigen Grenzen gehalten werden konnte, allerdings auf Kosten der Fördermengen. Ein rascher Umlauf der Pumpen

Digitized by Google

wird ferner durch Anwendung gesteuerter, zwangläufiger Ventile erreicht, wie bei der Riedler-Expresspumpe, die im Bergbaue vielfache Anwendung gefunden hat. Die Ventile haben wagerechte Achsen, wodurch die ungleiche Wirkung der Ventilschwere auf die Bewegung vermieden wird; ferner sind die Saugventile für Schlusszwang gesteuert und die Druckventile sind als federbelastete Ringventile gebildet. Die Expresspumpen laufen mit 100 bis 200 Umdrehungen in der Minute und sind mit einfachen oder Differential-Tauchkolben versehen.

Die Steuerungsmechanismen der Ventile verteuern jedoch nicht nur die Pumpen, sondern sind an sich auch mehrfach zusammengesetzt; man ist daher bestrebt, den raschen Pumpengang auch ohne Steuerung zu erreichen, indem man die Einzelteile der Pumpe möglichst zweckmässig gestaltet und anordnet, sowie der genauen Ausführung die grösste Sorgfalt zuwendet. Auf diese Weise werden jetzt schon Zwillings- und Drillingspumpen mit 150 bis 170 Minutenumdrehungen hergestellt.

Als Dampfpumpen bezeichnet man diejenigen Pumpen, bei denen Dampf- und Pumpenkolben von einer gemeinsamen Kolbenstange angetrieben werden, Pumpe und Dampfmaschine gleichsam einen einheitlichen Mechanismus darstellen. Von grossem Einfluss auf den Gang der Dampfpumpen sind die Einrichtungen für die Dampfsteuerung innerhalb des Dampfcylinders, um dadurch den veränderlichen Dampfdruck während eines Kolbenhubes gegenüber dem gleichbleibenden Kolbendruck der Pumpe möglichst auszugleichen. Es giebt zahlreiche verschiedene Anordnungen der Dampfsteuerung, deren nähere Beschreibung hier unterbleiben kann, indem sie in das Gebiet des Dampfmaschinenbaues gehören. Dampfpumpen

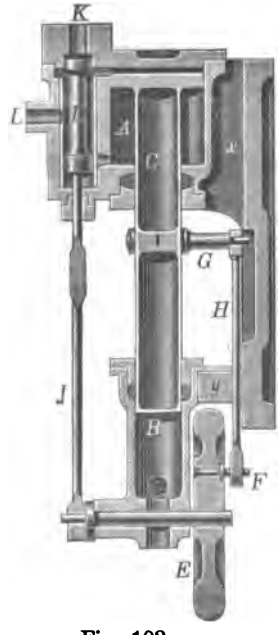


Fig. 103.

Digitized by Google

ohne zweckmässige Steuerung und Kraftausgleicher ergeben einen erheblich grossen Dampfverbrauch und ungleichmässigen Gang; eine Verbesserung in dieser Beziehung besteht in der Anwendung von Verbund-Dampfmaschinen, wie dies bei der Worthingtonpumpe unter Vereinigung mit einem Kraftausgleicher der Fall ist. Fig. 103 zeigt eine einfachwirkende Dampfpumpe mit Tauchkolben, in dem Pumpencylinder *B* und Scheibenkolben *C* in dem Dampfcylinder *A*. Beide Cylinder sind samt der Wandplatte in einem Stück aus Eisen gegossen; der Dampf- und Pumpenkolben besteht aus Messing, ebenso der kleine Steuerkolben *D*, der in einem Messingfutter der Steuerkammer läuft. *E* ist ein kleines Schwungrad mit der Kurbelstange *H*. Der Dampfeintritt findet bei *K*, der Austritt bei *L* statt. Diese Pumpen können sehr gut mit einer Geschwindigkeit von 200 Umdrehungen in der Minute arbeiten; ihre Leistungen und Masse sind in folgender Tabelle XXXIII enthalten für eine Kessel-Speisepumpe.

Tabelle XXXIII.

Pumpenkolben		Grösse des zu speisenden Kessels in Pferdestärken	In der Stunde gehobene Wassermenge für		
Durchmesser mm	Hubhöhe mm		100 Umdr. in der Minute	150 Umdr. in der Minute	200 Umdr. in der Minute
30	100	13	390	585	780
38	100	20	600	900	1200
50	100	33	1100	1600	2200
65	100	50	1500	2200	3000
75	100	80	2400	3600	4800

Anmerkung. Bei Berechnung der obigen Tabelle ist zu Grunde gelegt, dass für jede Pferdestärke 30 Liter Speisewasser stündlich erforderlich und diese mit 100 Umdrehungen der Pumpe zu liefern sind.

Die Dampfpumpe von Colburn, die sich durch Einfachheit auszeichnet, ist durch Fig. 104 dargestellt. Dampf- und Pumpencylinder bilden einen Körper, in welchem die beiden Scheibenkolben an gemeinsamer Achse sich hin- und herbewegen.

Digitized by Google

Das Verhältnis zwischen den Durchmessern beider Kolben hängt einerseits von der Dampfspannung, andererseits von der durch die Pumpe zu überwindenden Druckhöhe ab. Der Abstand zwischen den äusseren Kolbenflächen ist durch die Grösse des Hubes bestimmt, indem er mindestens so gross sein muss, dass während der Hubbewegung der Dampfkolben nur mit Dampf, der Pumpenkolben nur mit Wasser an seiner Treibfläche in Berührung kommen darf.

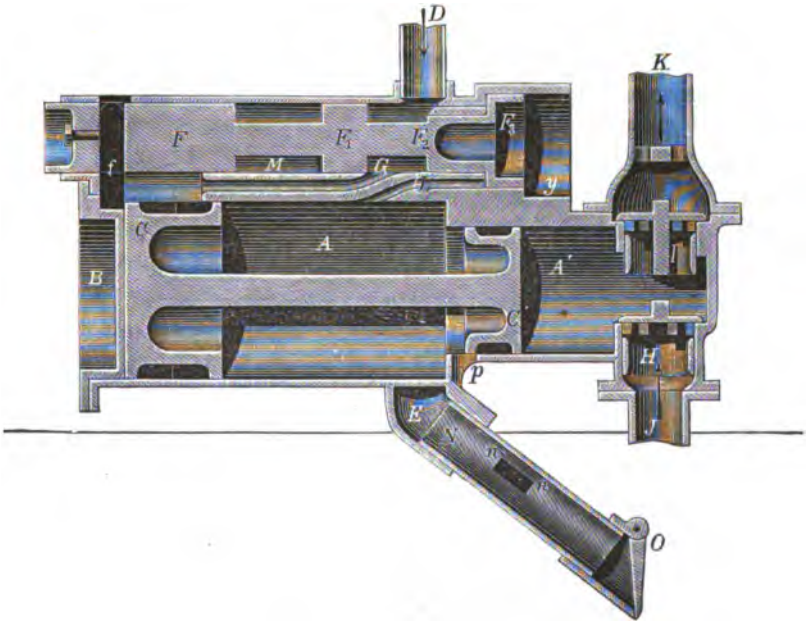


Fig. 104.

Der Dampf wirkt nur nach einer Richtung auf den Kolben; kurz vor Beendigung des Hubes öffnet ein Kanal den Dampfabzug aus dem Dampfcylinder in einen Kondensator, wodurch im Cylinder ein luftverdünnter Raum entsteht, der einen Überdruck von der Seite des Pumpenkolbens erzeugt, wodurch der Doppelkolben eine rückläufige Bewegung annimmt, bis der Dampfzutritt vor dem Kolben sich öffnet und den Kolben wieder vorwärts treibt. Zur Verteilung des Dampfes dient eine Kolbensteuerung, die selbst vom Dampf angetrieben wird. Be-

Digitized by Google

findet sich die Pumpe in der Nähe einer Dampfmaschine mit Kondensator, so kann man den Dampfcylinder der Pumpe damit verbinden und so einen besonderen Kondensator dafür ersparen.

Vereinigt man zwei solche Dampfpumpen zu einer Zwillingspumpe mit gemeinschaftlichem Druckrohre, so erhält man einen stetigen Wasserguss.

In Fig. 104 bezeichnet A den Dampf- und A' den Pumpencylinder mit den zugehörigen Scheibenkolben CC'. Der Dampf tritt durch das Dampfrohr D ein und füllt den Raum zwischen den Gleitkörpern F_1 F_2 des Steuerkolbens; der ringförmige Raum zwischen F_1 und F_2 bildet die Verbindung zwischen dem Dampfrohre D und dem Dampfwege G, der in den Dampfcylinder mündet. Bei der Stellung, wie sie Fig. 104 zeigt, wird daher Dampf gegen die linke Seite des Kolbens einströmen und denselben nach rechts schieben. Ist der Dampfkolben beinahe am Ende seines Hubes angelangt, so öffnet sich der Kanal L, durch welchen dann der Dampf aus dem Cylinder A in den ringförmigen Raum zwischen F_2 und F_3 des Steuerkolbens abgeleitet wird, um dadurch den Steuerkolben in die Richtung nach y vorzudrücken, wodurch sich gleichzeitig der Kanal G dem Dampfzutritt verschliesst und der im Cylinder A schon vorhandene Dampf durch den Dampfweg G und die ringförmigen Kanäle M in das Abblaserohr entweicht. An das Abblaserohr E schliesst sich das Kondensatorrohr N, das in der Zeichnung des Raumes wegen zu kurz dargestellt ist, denn sein Fassungsraum muss mindestens gleich dem Cylinderraume sein. Sobald durch die Verbindung des Cylinders A mit dem Kondensator im Cylinder ein Vakuum entsteht, wird das Saugventil H durch den äusseren Luftdruck auf den Saugwasserspiegel gehoben und das in den Pumpencylinder A' nachströmende Wasser drückt den Pumpenkolben vorwärts nach links, dabei wird diese Wirkung noch unterstützt durch die atmosphärische Luft, welche durch die kleine Öffnung p zwischen beide Kolben einströmt, weil die Kolbenfläche von C grösser ist, als die Fläche des Pumpenkolbens C'. Gleichzeitig kommt durch die Entweichung des Dampfes hinter dem Steuerkolben nach y der letztere zum Stillstand und der Kolben C schiebt

Digitized by Google

ihn in seine ursprüngliche Stellung zurück, worauf das Spiel von neuem beginnt.

Unter den Dampfpumpen im engeren Sinne, mit gemeinsamer Kolbenstange hat die Worthingtonpumpe die ausgedehnteste Verwendung gefunden. Ihre Eigentümlichkeit besteht hauptsächlich in der Verbindungsweise der Dampfcylinder miteinander; denn die Schieberstange der einen Pumpe wird von der andern gesteuert, wodurch die toten Punkte in der Bewegung vermieden werden, Schwungräder und grössere bewegte Massen zur Überwindung der toten Punkte demnach in Fortfall kommen. Bei der Worthingtonpumpe wird die Maschinenkraft unmittelbar auf die Pumpe übertragen und daher das Fundament nicht erheblich beansprucht; die ausserordentliche Einfachheit der Bauweise veranlasst möglichst geringe Reibungsverluste und Abnutzung, sowie unbedeutenden Raumbedarf.

In Fig. 105 ist eine Worthingtonpumpe mit Tauch- oder Plungerkolben dargestellt, die für Druckhöhen von 5 bis 11 Atmosphären angewendet werden kann.

Die beiden Pumpen einer Zwillingspumpe sind in einem Gussstücke vereinigt, in welchem auch die Saug- und Druckventile untergebracht sind, so dass nur je eine Öffnung für Saug- und Druckrohr vorhanden ist. Die Tauchkolben werden aus Gusseisen oder Rotmetall hergestellt und können leicht ausgewechselt werden; als Ventile werden federbelastete Metall- oder Spezial-Gummiklappen angewendet und zwar in grosser Anzahl, so dass das Versagen eines Ventiles noch keinen störenden Einfluss auf den Gang der Pumpe hat.

In der Zeichnung sind die einzelnen Teile der Pumpe mit Buchstaben und Zahlen bezeichnet: *FF* die beiden Dampf- und *B* die Pumpenkolben, *E* den Schieberkasten, Nr. 5 das Dampfrohr, Nr. 6 den Ring des Dampfkolbens, Nr. 7 die gemeinsame Kolbenstange, Nr. 8 und 9 die Steuerachsen, Nr. 11 Kolbenführungsbüchse, Nr. 12 und 13 Ventile, Nr. 14 Druckwindkessel, Nr. 15 Saugrohr.

Die Worthingtonpumpen-Compagnie in Berlin C., Kaiser Wilhelm-Strasse 48—49, liefert diese Taucherpumpen für Hochdruck bis zu 11 Atmosphären, sowie auch für Niederdruck bis zu 5 Atmosphären und zwar mit mannigfaltigen Grössen- und

Digitized by Google

Leistungsverhältnissen. Die Pumpencylinder werden mit 33 Abstufungen in Lichtweiten von 114—432 mm, die Weite der Dampfcylinder von 190—508 mm ausgeführt, mit einem Hube von 250—380 mm und 25—65 Doppelhüben in der Minute, wobei 390—11200 Liter Wasser gefördert werden können.

Um den Dampf durch Expansion besser auszunutzen, werden dabei Verbund-Dampfmaschinen angewendet, die auch

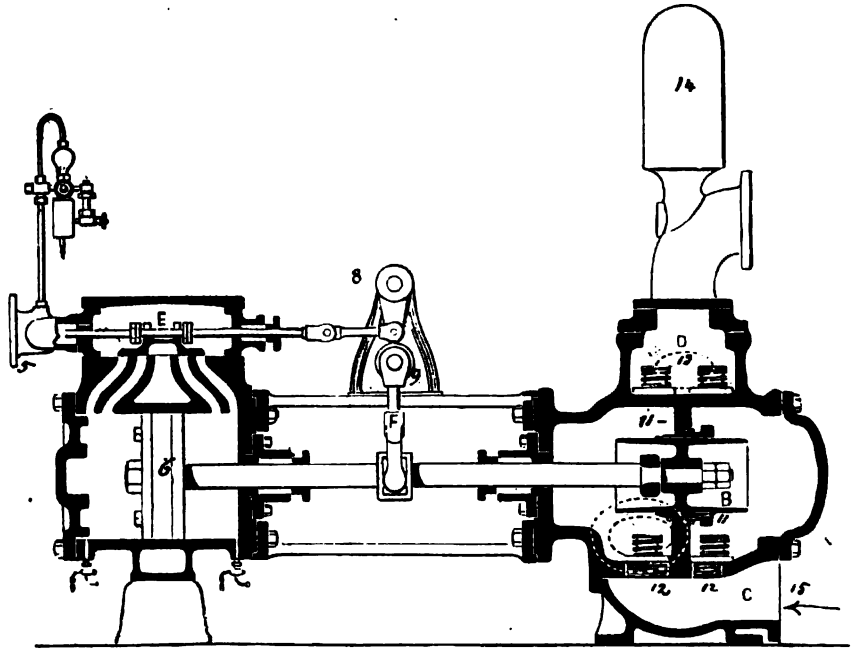


Fig. 105.

eine grössere Hubzahl als die Hochdruckmaschinen gestatten; ebenso können zu weiterer Dampfersparnis die Maschinen auch noch mit Kondensation arbeiten.

Während die Plungerpumpe sich besonders für den Durchgang unreinen Wassers eignet, empfiehlt sich die Anwendung eines Scheibenkolbens für grosse Saughöhen und lange Saugleitungen, sowie überall da, wo ein Fussventil im Saugrohre nicht angebracht werden kann. Die Pumpen mit Scheibenkolben, siehe Fig. 106, S. 198, werden mit Cylinder-

Digitized by Google

weiten bis zu 736 mm und Hubhöhe von 455 mm, sowie 20 bis 40 Doppelhüben ausgeführt, wobei 14800 bis 29600 Liter in der Minute gefördert werden können.

Um vielen Bedarfsfällen genügen zu können, werden die Worthingtonpumpen in einer grossen Anzahl Abstufungen ihrer Grössenverhältnisse hergestellt, wobei das Verhältnis der Dampfkolbenfläche zur Pumpenkolbenfläche in der mannigfaltigsten Weise, dem verschiedenen Kraftbedürfnis entsprechend, zusammengestellt ist. Bei Pumpen für Hochdruck mit Dampfmaschinen ohne Expansion wechselt das Verhältnis der Kolbenfläche des Dampfes zu demjenigen der Pumpe zwischen 2:1 und 5:1, bei denen für Niederdruckförderung bis zu 5 Atmosphären wechselt es zwischen 0,5:1 und 2,5:1 und endlich bei den Verbundmaschinen mit Expansion zwischen 0,40:1 und 2,90:1; damit kann den verschiedenen Fördermengen und Förderhöhen unter günstigen Arbeitsverhältnissen der Maschine genügt werden.

Für die verschiedenen Verwendungsarten werden die Worthingtonpumpen in besonderen Anordnungen ausgeführt.

Als Speisepumpen für Dampfkessel erhalten die Pumpen vollständige Ausrüstung aus Rotmetall aller im Wasser arbeitenden Teile und für hohen Dampfdruck von 10—14 Atmosphären werden, statt der Flachschieber der Dampfcylinder, Kolbenschieber angewendet. Wo wegen Raummangel eine möglichst gedrängte Form der Pumpen notwendig ist, wie z. B. in tiefen Schachten und auf Schiffen, werden dieselben in senkrechter Ausführung geliefert und nötigenfalls auch Dampfcylinder und Pumpencylinder getrennt von einander aufgestellt, durch Gestänge verbunden.

Um die Büchsenführung im Innern des Pumpencylinders zu vermeiden, werden die Pumpenkörper geteilt, so dass zwei Taucherpumpen einfachwirkend hintereinander liegen, deren gemeinsame Kolbenstange durch freiliegende, jederzeit zugängliche Stopfbüchsen sich bewegt.

Zur Erzielung geringsten Dampfverbrauches werden auch Pumpmaschinen mit dreifacher Expansion gebaut. Bei diesen Maschinen sind drei Dampfcylinder hintereinanderliegend, in welchen der Dampf eine 7—10fache Expansion erhält.

Digitized by Google

Eine weitere Verbesserung der Worthingtonpumpen mit Rücksicht auf ein möglichst gleichmässiges Kraftbedürfnis besteht in der Anwendung des hydraulischen Ausgleichers, der in Verbindung mit dem dazu gehörigen Differential-Akkumulator zwischen Dampf- und Wasserseite eingebaut wird. Der Ausgleicher speichert, wie ein Schwungrad, überschüssige Kraftleistung auf und giebt sie wieder ab, wodurch die Kraftübertragung vom Dampf- auf den Pumpenkolben eine möglichst gleichmässige wird; die Ausgleicher ermöglichen die Anwendung grössten Dampfdruckes und ausgedehntester Expansion, mit oder ohne Kondensation; für die Kondensation kommen besonders zweckmässige Konstruktionen zur Anwendung.

Mit diesen vielfachen Verbesserungen, welche die Worthingtonpumpe bis jetzt erfahren hat, ist dieselbe jetzt auch bezüglich sparsamen Dampfverbrauches in die Reihe der besten Dampfpumpen zu stellen.

Die Worthington-Pumpen werden auch mit geschlossenem Scheibenkolben hergestellt, wie Fig. 106 zeigt; sie eignen sich für lange Saugröhren oder wenn kein Fussventil darin vorhanden ist. Die Einmündung des Saugrohres ist so gelegt, dass sich der Pumpencylinder bei dem Stillstande nicht entleert, wodurch ein sofortiges Ansaugen erreicht wird. Der Pumpenkörper ist mit Rotmetall ausgebüchst, der gusseiserne Kolben ist mit geschlossener Ringliderung versehen. Diese Pumpen werden mit Dampf-Kolbendurchmesser von 190 bis 508 mm, Pumpenkolbendurchmesser von 95 bis 260 und Hublängen von 250 mm ausgeführt, wobei für 40 bis 65 Doppelhüben in der Minute 265 bis 2700 Liter in der Minute gefördert werden. Für kleinere Förderhöhen und dicke Flüssigkeiten werden diese Pumpen mit grösseren Einzelventilen ausgestattet oder mit Kugelventilen versehen. Für säurehaltige Flüssigkeiten werden die Pumpen ganz aus Kanonenmetall hergestellt. In stehender Anordnung eignet sich die Pumpe besonders als Schiffspumpe oder für Tiefbrunnen. Bei Tiefbrunnen-Pumpen befindet sich der Dampfcylinder obertags, der Pumpenkörper in mässiger Saughöhe über dem Wasserspiegel. Die Verbindung beider wird durch hohle Gestänge hergestellt, welche in Führungen laufen und

Digitized by Google

deren Gewicht durch am Dampfende eingebaute Plunger ausgeglichen wird. Der Pumpenkörper kann hierbei vom Wasser überschwemmt werden, ohne dass der Betrieb gestört wird. Die Worthingtonpumpen mit Tauchkolben werden auch mit geteiltem Pumpenkörper, ähnlich wie Fig. 79, Seite 147, hergestellt, wodurch die innere Büchsenführung in

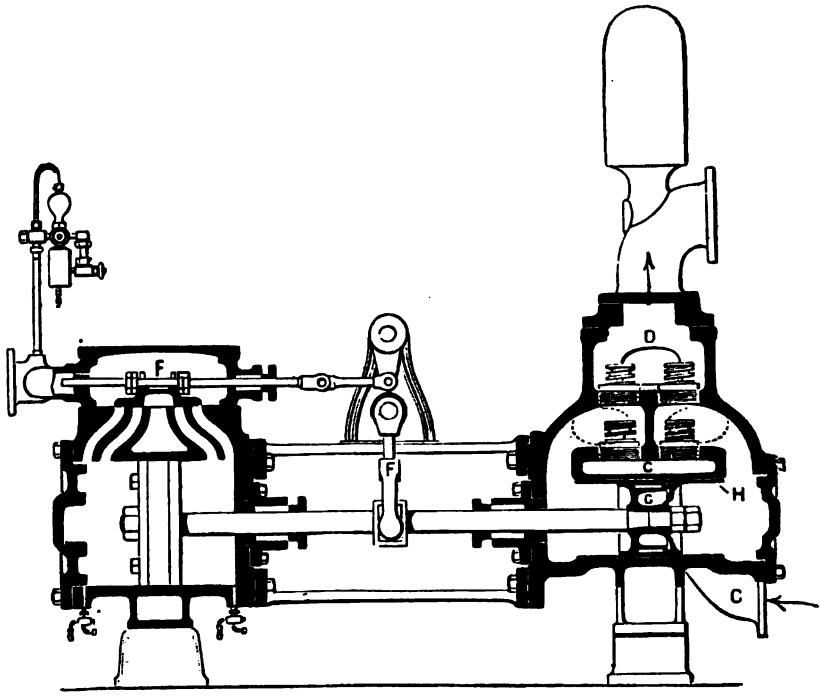


Fig. 106.

Wegfall kommt, indem dafür nun zwei von aussen bequem zugängliche Stopfbüchsen vorhanden sind; bei vorkommenden Brüchen braucht nur die eine Hälfte der Pumpe ausgewechselt zu werden. Sie eignet sich in stehender Bauweise besonders für Bergbauverhältnisse, indem sie in engen Schachten leicht unterzubringen ist. Auch als hydraulische Druckpumpe wird diese Taucherpumpe für einen Druck von mehreren hundert Atmosphären gebaut, wozu der Pumpenkörper aus Gussstahl angefertigt wird.

Digitized by Google

Bei der Dreifach-Expansionspumpe sind drei Dampfcylinder hintereinander aufgestellt, in welchen der Dampf eine 7 bis 10fache Expansion erfährt. Der Dampf kann frei auspuffen oder in eine Central-Kondensation geführt werden. Ausser den oben angeführten Dampfpumpen liefert die Worthington-Kompagnie ihre Pumpen auch für Kurbelbetrieb, besonders mit elektrischem Antrieb, wie z. B. für Hauswasserversorgung mit doppeltwirkender Taucherpumpe nach den folgenden Massen und Leistungen.

Tabelle XXXIV.

Benennungen	Durchmesser des Tauchkolbens	Hub mm	Umdrehungen in der Minute	Liter in der Minute	Grösste Förderhöhe in m	Durchmesser des Saugrohrs mm	Durchmesser des Druckrohrs mm	Pferdestärke des Motors
Masse und	51	25	165	900	34	32	25	1/2
Leistungen.	61	38	165	1880	34	38	32	1

Nicht nur Duplex-, sondern auch Triplex-Tauchkolbenpumpen werden gebaut, die eine sehr gleichmässige Saug- und Druckwirkung haben.

Die gleiche Leistung wie die Worthington-Pumpen besitzen die von anderen Pumpenfabriken hergestellten Duplex- und Triplex-Pumpen.

Weise & Monski in Halle a. S. baut Duplex-Pumpen, bestehend aus doppelt- und unmittelbar wirkenden Pumpen, deren Dampfcylinder mit einfachen Muschelschiebern versehen sind, welche wechselweise von der Kolbenstange des benachbarten Cylinders zwangläufig umgesteuert werden. Jeder Dampfkolben muss nach Beendigung seines Hubes warten, bis sein zugehöriger Schieber geöffnet wird, und die dadurch veranlasste Hubpause gestattet ruhigen und stossfreien Schluss der Pumpenventile. Die vierfachwirkenden Duplexpumpen haben keinen toten Punkt, sie gehen in jeder Kolbenstellung selbstthätig an, arbeiten mit grosser Hubzahl ruhig und stossfrei. Die Ventile und Rohranschlüsse sind reichlich bemessen; die Ventile sind entweder ganz von Rotguss, oder bestehen aus Gummitellern

Digitized by Google

mit Rotgusssitzen; Stopfbüchsen und Tauchkolben sind mit langen Bronzefuttern ausgebüchst.

Als Speisepumpe für Dampfkessel kann ihre Leistung der jeweiligen Dampfentnahme angepasst werden zur Erzielung eines ordnungsmässigen Wasserstandes im Kessel. Zur Speisung mit heissem Wasser werden sie mit Kolbenstange aus Deltametall und mit Tauchkolben aus Rotguss ausgerüstet. Siehe die Fig. 107 und 108, sowie die Erläuterungen hierzu die hier folgen:

1. Fig. 107. Schnittzeichnung einer liegenden und vierfachwirkenden Duplexdampfpumpe mit innerer Stopfbüchse des Tauchkolbens. Die Numerierung bezeichnet folgende Hauptteile der Pumpe:

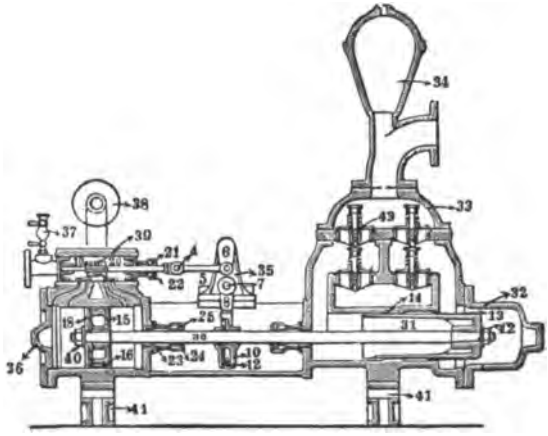


Fig. 107.

Nr. 6 obere Steuerwelle, Nr. 7 untere Steuerwelle, Nr. 13 Stopfbüchse und Nr. 14 Grundring der Innendichtung des Tauchkolbens, Nr. 15 Dampfkolben, Nr. 19 und 20 Dampfschieber, Nr. 23. und 24 Kolbenstange-Stopfbüchse, Nr. 31 Tauchkolben, Nr. 33 Ventilhaube, Nr. 34 Windkessel, Nr. 38 Dampfausgang, Nr. 43 Pumpenventil.

2. Fig. 108. Schnittzeichnung einer liegenden vierfachwirkenden Duplexpumpe mit aussen liegenden Stopfbüchsen der Tauchkolben.

Digitized by Google

Nr. 95 obere Steuerwelle, Nr. 94 Schieberstangenverbindung, Nr. 100 Steuermuffe, Nr. 112 und 113 Stopfbüchse zum Dampf- und Pumpencylinder, Nr. 114 und 115 Dampfkolben, Nr. 122 Schieberkasten, Nr. 123 Windkessel, Nr. 124 Druckrohr, Nr. 125 Ventilhaube, Nr. 129 Saugrohr, Nr. 133 Dampfcylinder, Nr. 136 Tauch- oder Mönchskolben, Nr. 137 Steuerbock, Nr. 142 Pumpenventil.

Die Pumpenventile sind in der Fig. 107 nur in einfacher, in Fig. 108 aber in paarweiser Anordnung vorhanden.

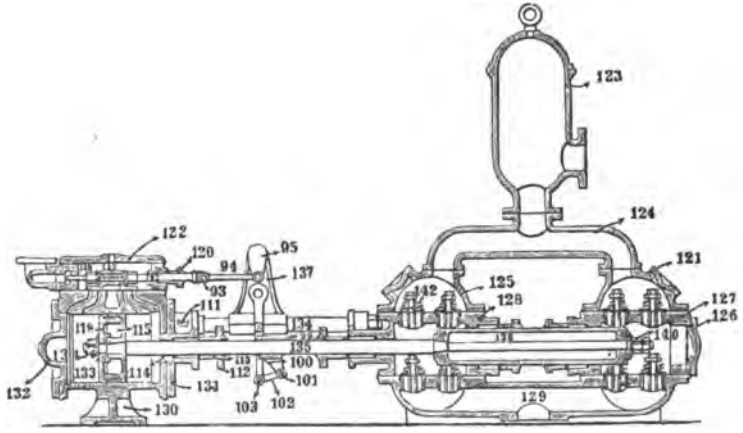


Fig. 108.

Die Duplex-Dampfpumpen zur Speisung von Dampfkesseln mit höchstens 12 Atmosphären Betriebsdruck werden in 12 verschiedenen Grössen von genannter Firma ausgeführt, mit

Dampfcylinderdurchmesser von . .	70—220	mm
Pumpencylinderdurchmesser von . .	40—140	„
Kolbenhub von	70—150	„
Leistung in der Minute in Liter von	50—500	Lit.
Ungefährem Gewicht von	70—1100	kg
Preis in gewöhnlicher Ausführung .	300—1300	Mk.

Die grösseren Duplexpumpen werden hergestellt mit

Dampfcylinderdurchmesser von . .	180—300	mm
Pumpencylinderdurchmesser von . .	110—200	„

Digitized by Google

Kolbenhub von . . . . . 250—330 mm
Leistung in der Minute in Liter von 375—2000 Lit.
Ungefährem Gewicht von . . . 1100—3000 kg.

Diese Pumpen werden sowohl mit innen liegenden Kolbenstopfbüchsen, als auch mit aussenliegenden, leicht zugänglichen Stopfbüchsen ausgeführt.

Als Wasserversorgungspumpen, für Eisenbahnstationen, Hüttenwerke, Fabriken etc. liefert Weise & Monski die Duplex-Dampfpumpen in 18 Grössen mit

Dampfkolbendurchmesser von . . . 80—753 mm
Pumpencylinderdurchmesser von . . 70—400 „
Kolbenhub von . . . . . 80—450 „
Leistung in der Minute in Liter von 100—7500 Lit.
Förderhöhe bei 4 Atmosphären Dampfdruck von . . . . . 13—15 m
Steigerung der Förderhöhe für je 0,5 Atmosphären höheren Dampfdruck von . . . . . 4—5 m
Ungefährem Gewicht von . . . . 120—7500 kg.

In entsprechend verstärkter Ausführung werden die Pumpen für Förderhöhen bis 40, 60, 80, 120, 200 und 300 m gebaut.

Mit aussenliegenden Stopfbüchsen der Tauchkolben liefert Weise & Monski Duplex-Dampfpumpen für Pressungen bis 50, 100, 200 und 500 Atmosphären, wie sie namentlich zur Bedienung von hydraulischen Anlagen, wie Fahrstühlen, Ölpressen, Nietanlagen, Akkumulatoren etc. verwendet werden.

Die Ausmasse dieser Presspumpen sind:

Durchmesser des Dampfcylinders von 150—575 mm
Durchmesser des Pumpencylinders v. 30—160 „
Kolbenhub von . . . . . 150—330 „
Leistung in der Minute in Liter von 8—1000 Lit.
1. Druckhöhe bei 4 Atmosphären Dampfüberdruck von . . . . . 30—46 Atmosph.
Steigerung der Druckhöhe für je 0,5 Atmosphären höheren Dampfdruck . . . . . 9—5 „

Digitized by Google

2. Druckhöhe bei 4 Atmosphären Dampfdruck . . . . . 45—100 Atmosph.
3. Druckhöhe bei 4 Atmosphären Dampfdruck . . . . . 75—170 „
4. Druckhöhe bei 4 Atmosphären Dampfdruck . . . . . 200—400 „

wobei durch Vermehrung des Dampfdruckes um je 0,5 Atmosphären auch die Druckhöhe entsprechend zunimmt.

Ungefähres Gewicht . . . . . 450—10000 kg.

Durch Fig. 109 ist eine solche Duplex-Dampfpumpe dargestellt mit aussenliegenden Kolbenstopfbüchsen und für Pressungen von 200 bis 500 Atmosphären.

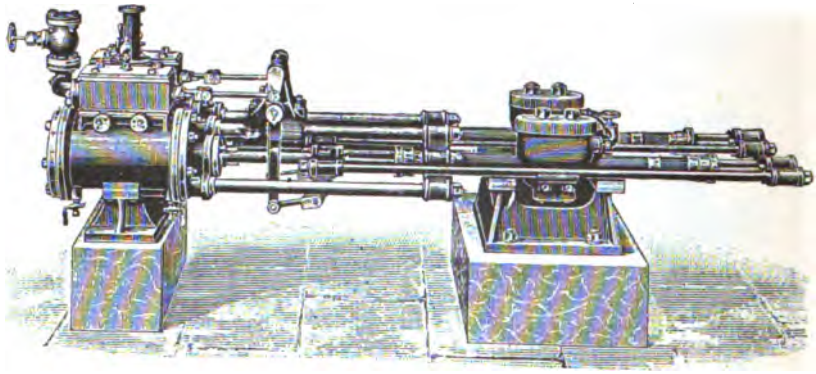


Fig. 109.

Für möglichst sparsamen Betrieb werden die Duplexpumpen als Verbund-(Compound-)Maschinen gebaut. Diese haben 4 Dampfcylinder, der Kesseldampf mit wenigstens 4 Atmosphären Überdruck tritt in die kleineren Hochdruck-Dampfcylinder, von da in die Niederdruckcylinder, um in diesen auf die grösseren Kolben zu wirken. Sie werden ebenfalls für Förderhöhen von 20 bis 400 m und als Presspumpen bis zu 400 Atmosphären Druckhöhe hergestellt. Für Städtische Wasserwerke und unterirdische Wasserhaltungsmaschinen baut Weise & Monski auch die Dreifach-Expansions-Duplex-Pumpmaschinen für Leistungen bis zu 15000 Liter in der Minute und Förderhöhen bis zu 500 m. Sie sind mit 6 Dampfcylindern ausgerüstet, um den Dampf von hoher Spannung

Digitized by Google

in bester Weise auszunutzen, was durch angehängte Luftpumpen-Kondensation noch wesentlich erhöht wird.

Als Schacht- und Schiffspumpen erhalten die vorgenannten Duplexpumpen senkrechte Stellung und bestehen aus zwei doppeltwirkenden Taucher-Pumpen mit aussenliegenden Stopfbüchsen. Als Schachtpumpen werden sie für Tiefen bis zu 200 m eingerichtet. Als Schiffspumpen werden sie als Kesselspeisepumpen für Kessel mit bis 16 Atmosphären Betriebsdruck verwendet. Als sogenannte Ballastpumpen erhalten die Schiffspumpen Scheibenkolben, welche in harten Bronzebüchsen laufen. Die Dampfcylinder werden für einen Arbeitsdruck von 16 Atmosphären und die Wassercylinder für einen Druck von 4 Atmosphären konstruiert; sie erhalten folgende Ausmasse:

Fig. 110.

Dampfcylinderdurchmesser von . .	135—300	mm
Pumpencylinderdurchmesser von .	150—275	„
Kolbenhub von	120—250	„
Leistung in der Minute in Liter von	500—3000	Lit.
Ungefähres Gewicht von	1000—3700	kg.

Sie werden freistehend für Förderhöhen von 20—50 m hergestellt. Die freistehenden Duplex-Schiffspumpen werden auch mit Differentialkolben versehen, so dass sie bezüglich des Saugens einfachwirkend, bezüglich des Drückens aber doppelt arbeiten, wobei nur die Hälfte der Ventile gegenüber anderen Pumpen erforderlich ist.

Auf Seite 141, Fig. 77, ist eine einfache Zwillingspumpe mit Differentialkolben dargestellt und beschrieben; die Fig. 110 giebt ein Bild der äussern Ansicht einer

Digitized by Google

freistehenden vierfachwirkenden Duplexpumpe mit Differential-Tauchkolben, die sich ihres geringen Gewichtes und Raumbedarfes und wegen ihrer Einfachheit und Zuverlässigkeit besonders für Schiffszwecke eignet; ihre Ausmasse sind:

Durchmesser des Dampfcylinders von 70—150 mm
„ „ Pumpencylinders „ 42—140 „
Kolbenhub von . . . . . 70—120 „
Lieferung in der Minute in Liter von 50—250 Lit.
Ungefähres Gewicht von . . . . 100—600 kg

für Förderhöhen bis 50 m.

Nicht freistehend, sondern an eine Wand in senkrechter Stellung befestigt, erhalten die vierfachwirkenden Duplexpumpen Förderhöhen bis zu 60 m und sind auch mit Differentialkolben versehen; sie eignen sich besonders für industrielle Bedürfnisse, wo Wandkonstruktionen Bedingung sind.

Die Wandpumpen werden in folgenden Grössen gebaut:

Durchmesser des Dampfcylinders von 70—180 mm
„ „ Pumpencylinders „ 40—130 „
Kolbenhub von . . . . . 70—150 „
Leistung in der Minute in Liter von 50—400 Lit.
Ungefähres Gewicht von . . . . . 120—1100 kg

Für Eisenbahn-Wasserstationen, Gärtnereien, Ökonomien, Villen, öffentliche Anstalten, für Bäder, Be- und Entwässerungsanlagen, liefert Weise & Monski selbständige Dampf-Pumpwerke, welche auf gemeinsamer Grundplatte Duplexpumpe und stehenden Dampfkessel vereinigen. Der Dampfdruck beträgt gewöhnlich 6 Atmosphären und haben die Kessel eine Heizfläche bis zu 5,0 qm, deren Aufstellung unter bewohnten Räumen in Deutschland gestattet ist.

Tiefbrunnen-Duplex-Dampfpumpen werden für Fördermengen bis zu 6000 Minutenliter und bis zu 100 m Förderhöhe gebaut.

Verschiedenen Zwecken dienen nachfolgende Pumpen:

Selbstthätige Duplex-Dampfpumpe mit Kondensationswasser-Sammler für Dampfheizungen. Das Dampfventil der Pumpe wird durch einen im Sammler befindlichen Schwimmer unmittelbar beeinflusst und stets geöffnet, sobald sich eine bestimmte Wassermenge angesammelt hat. Die Pumpe

Digitized by Google

geht dann selbstthätig an und schafft das heisse Wasser unmittelbar in die Dampfkessel zurück, wodurch die geräuschvollen Wasserschläge in den Heizleitungen vermieden werden. Diese Dampfpumpe lässt sich sowohl für Hochdruck-Dampfheizungen, als auch für Niederdruckheizungen mit $^1/_2$ Atm. Dampfüberdruck verwenden.

Nachstehend sind Ausmasse und Leistungen dieser Pumpe zusammengestellt.

Tabelle XXXV.

Bemerkungen.	Hochdruck-Dampfheizungen				Niederdruck-Dampfheizungen			
Zu entwässernde Heizfläche in qm	300	500	1000	2000	150	350	500	1000
Durchmesser des Dampfcylinders in mm . . .	70	80	110	135	80	110	120	135
Durchmesser des Tauchkolbens in mm . . .	40	50	70	90	25	40	50	70
Kolbenhub	70	80	100	150	80	100	120	150
Leistung in der Minute in Litern	25	35	60	100	10	25	35	60

Vierfach wirkende und selbstthätig arbeitende Duplex-Schlammpumpen finden vorzugsweise Verwendung zur Bedienung der Filterpressen in Zuckerfabriken. Sie werden für eine tägliche Rübenverarbeitung von 3000 bis 15000 Zentnern gebaut und erhalten

Durchmesser des Dampfcylinders von 180—350 mm
„ „ Pumpencylinders „ 110—225 „
Kolbenhub von . . . . . 250—330 „
Leistung in der Minute . . . . . 165—900 „
Umdrehungen in der Minute . . . 26—23
Ungefähres Gewicht . . . . . 2000—4500 kg

Als Naphtapumpen werden die Duplexpumpen mit Scheibenkolben hergestellt für 1000—5500 Minutenliter und Förderhöhen bis zu 30 Meter. Die Pumpencylinder haben Metallfutter und die Pumpenkolben Bronzeringe.

Die Dampf-Speisepumpen werden in zahlreichen Abstufungen für die verschiedenen Bedürfnisse auch von A. L. G.

Digitized by Google

Dehne in Halle a. S. gebaut, als einfache und doppelte Speisepumpe, sowie auch als Verbund-(Compound-)Dampf-Speisepumpe, freistehend, als Wandpumpe und liegend, als Duplex- und Triplexpumpe.

Für chemische Fabriken und Zuckerfabriken liefert genannte Firma sogenannte Automatpumpen, freistehend und liegend, sowohl als Dampfpumpen als auch für Riemenbetrieb. Ihr Gang wird durch eine Regelungsvorrichtung beeinflusst, so dass die Geschwindigkeit der Pumpe sich stets nach der Fördermenge richtet; sie eignen sich besonders als Schlammpumpen und werden in folgenden Grössen ausgeführt:

Durchmesser des Dampfkolbens . .	125—300 mm
„ „ Taucherkolbens .	80—200 „
Kolbenhub	200—500 „
Leistung in der Stunde bei 30 Umdrehungen in der Minute . . .	3300—35000 Ltr.

Die unmittelbar wirkenden Dampfpumpen haben als Duplex- und Triplexpumpen hervorragende Bedeutung ge-

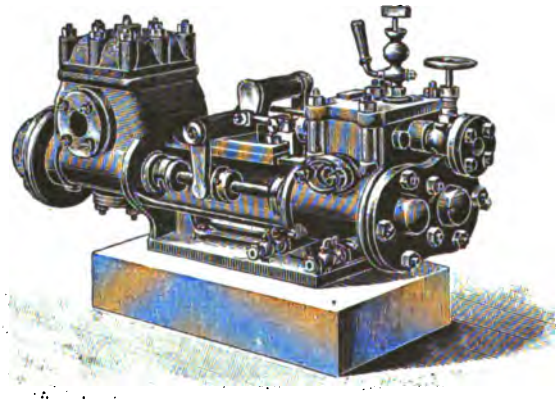


Fig. 111.

wonnen, weshalb ich im Nachfolgenden durch Abbildung und Beschreibung die wesentlichen Unterschiede der einzelnen Konstruktionen hervorheben will.

Fig. 111 ist eine Duplex-Dampfpumpe von Weise & Monski zur Speisung von Dampfkesseln mit 12 Atm. grösstem

Digitized by Google

Betriebsdruck. Sie besteht aus zwei wechselseitig gesteuerten Dampfcylindern, sowie zwei Pumpencylindern mit Tauchkolben, die innere Stopfbüchsenführung haben, so dass jede Einzel-Pumpe doppelt- und die beiden Pumpen zusammen vierfach-wirkend sind. Die Pumpen gehen selbstthätig an, sobald der Heizer das Dampfventil öffnet und arbeiten mit jeder beliebigen Umlaufzahl. Die Pumpe beansprucht wenig Raum und die Ventile sind leicht zugänglich. Durch Ausrüstung der Pumpe mit Druckregler für selbstthätige Inbetriebsetzung kann dieselbe als Feuerspritze sehr wirksam sein. Die in Fig. 111 abgebildete Pumpe hat folgende Masse: Dampfcylinder-Durchmesser 80 mm, Pumpencylinder-Durchmesser 50 mm, Kolbenhub 80 mm, Fördermenge 65 Liter in der Minute, Lichtweite des Saugrohres 40 mm, des Druckrohres 25 mm, des Dampfeingangsrohrs 16 mm, des Dampfausgangsrohres 18 mm, ungefähres Gewicht 106 kg, Preis 350 Mk.

Diese Speisepumpen werden bis zu 18 Atm. Betriebsdruck ausgeführt.

Eine Duplex-Dampfpumpe für Wasserförderung bis auf 120 m Höhe von Weise & Monski zeigt Fig. 112; jeder Tauchkolben läuft in zwei Cylindern mit aussenliegenden Stopfbüchsen. Je zwei nebeneinanderliegende Pumpencylinder sind in einem Stück gegossen und durch die gemeinsamen Saug- und Druckröhren mit einander verbunden. Sie werden für Wasserförderungen von 120 bis 3000 Liter in der Minute mit 60 bis 250 mm Kolbendurchmesser, 120 bis 450 mm Hub gebaut, mit einem ungefähren Gewicht von 220 bis 3000 Kilogramm.

Die Pumpenventile sind bei dieser Pumpe nicht nur einfach, sondern paarweise vorhanden, wodurch der Gang erleichtert und auch der Betrieb gesichert ist.

Diese Pumpen werden für Förderhöhen bis zu 300 m, besonders für Bergwerke, gebaut mit oder ohne Kondensation des Abgangsdampfes. Die kleineren Lichtweiten werden auch mit Differential-Tauchkolben versehen, welche einfache Saug- und doppelte Druckwirkung haben, die beiden Pumpen daher vierfach drückend.

Den geringsten Dampfverbrauch ergeben die unmittelbar wirkenden Duplex-Verbund-Dampfmaschinen in Verbindung

Digitized by Google

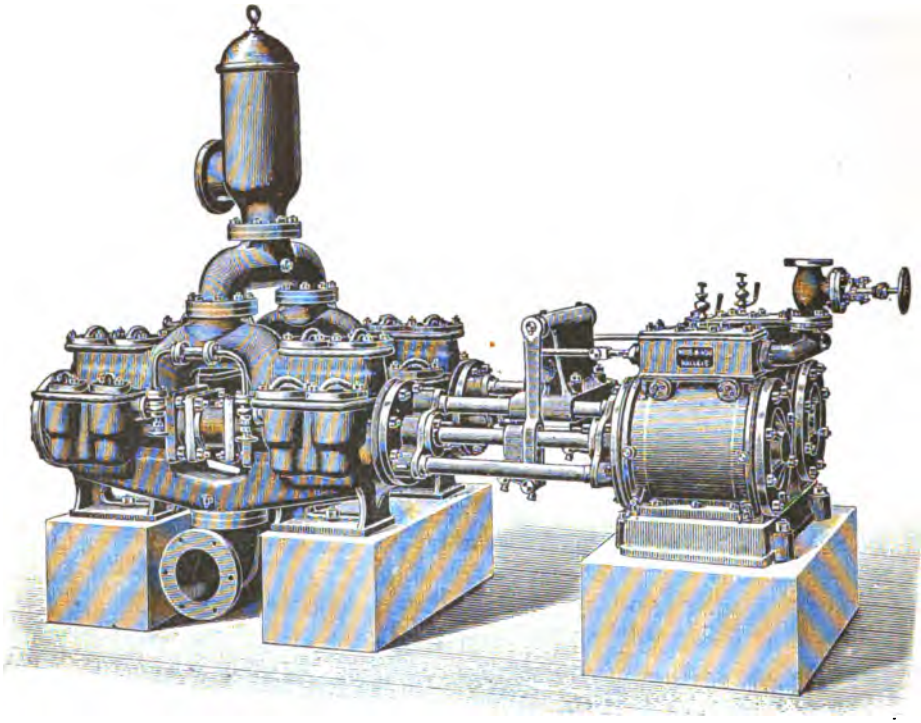


Fig. 112.

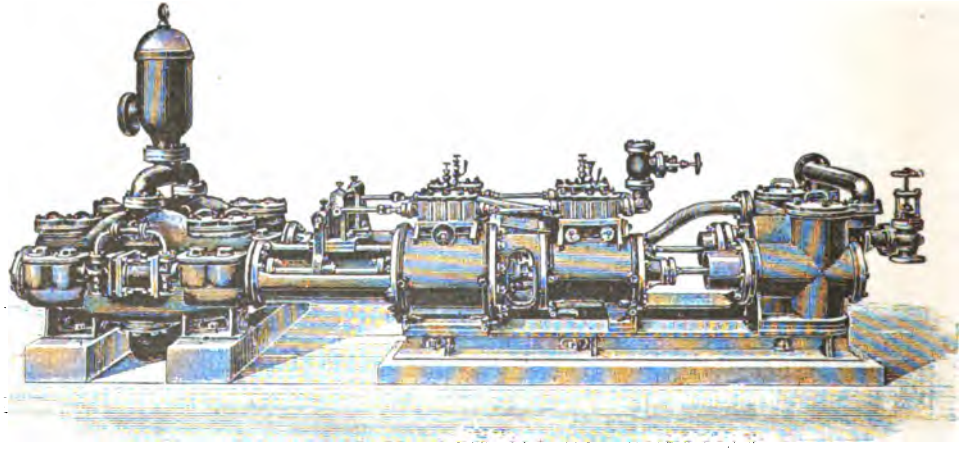


Fig. 113.

Digitized by Google

mit doppeltwirkenden Zwillingspumpen. Die Verbundmaschinen haben 4 Dampfcylinder, je zwei hintereinanderliegend; der Dampf, der wenigstens 4 Atmosphären Spannung haben muss, tritt in die kleineren Hochdruckcylinder und von da in die Niederdruckcylinder, um hier auf die grösseren Kolben zu wirken. Die Dampfersparnis wird noch erhöht durch Kondensation des Abgangsdampfes.

Eine solche Pumpe von Weise & Monski ist in Fig. 113 abgebildet; sie ist für 120 m Förderhöhe bestimmt, besitzt aussenliegende Stopfbüchsen der Tauchkolben und angehängte Luftpumpen-Kondensation, welche durch die verlängerten Kolbenstangen betrieben wird. Die abgebildete Pumpe Fig 113 hat Hochdruckcylinder mit 330 mm, Niederdruckcylinder mit 500, Pumpencylinder mit 180 mm Durchmesser und 330 mm Kolbenhub; sie liefert in der Minute 1500 Liter Wasser auf 100 m Höhe bei 4,0 Atmosphären Dampfdruck; für je 0,5 Atmosphären Erhöhung des Dampfdruckes steigert sich die Förderhöhe um 14,0 m; ungefähres Gewicht der Pumpe 8000 Kilogramm.

Die Pumpenventile sind entweder ganz aus Bronze oder sie haben Bronzesitz mit Gummiteller; für unreine Flüssigkeiten haben sie selbstthätig wirkende Ledernachdichtung.

Für grosse Wassermengen bis zu 10000 Minutenliter werden die Pumpen mit Etagenringventilen ausgerüstet in besonders angeschraubten Ventilgehäusen. Die Duplex-Verbund-Dampfpumpe wird für Förderhöhen bis 400 m gebaut, wobei dieselbe noch bis 3000 Minutenliter Wasser fördert.

Als Presspumpe für hydraulische Anlagen wird sie für Pressungen bis 75 und bis 500 Atmosphären hergestellt.

Die Dreifach-Expansions-Triplex-Dampfpumpen von Weise & Monski besitzen 6 Dampfcylinder mit angehängter Luftpumpen-Kondensation. Sie werden für Förderhöhen bis zu 500 m und für Fördermengen bis zu 15000 Minutenliter gebaut; die zwei Tauchkolben laufen in aussenliegenden Stopfbüchsen. Fig. 114 zeigt die Aufstellung und Schachtanlage einer solchen Pumpe für 15000 Minutenliter bei 120 m Förderhöhe.

Als Schachtpumpen für Bergwerke, sogen. Senkpumpen, werden die Duplex-Pumpen mit senkrechter Anordnung der Cylinder in schmiedeeisernen Hängerahmen hergestellt;

Digitized by Google

der Betrieb kann mittels Dampfes oder Pressluft bewirkt werden. Zum Senken der Pumpen werden die Hängerahmen mit einer oder zwei Seilrollen versehen. Sie bestehen aus zwei doppelt-

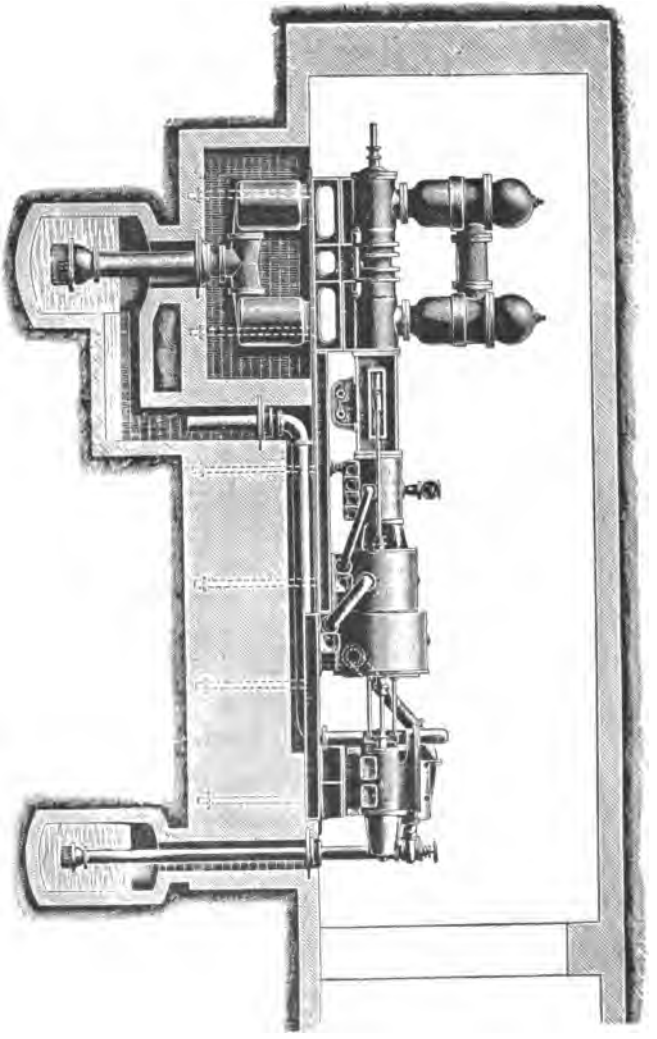


Fig. 114.

wirkenden Tauchkolbenpumpen mit aussenliegenden Stopfbüchsen. Zur Vermeidung der Dampfauspuffleitung im Schachte werden selbstthätige Saugrohr-Kondensatoren angewendet, welche den

Digitized by Google

Ausgangsdampf im Saugrohre niederschlagen. Durch Fig. 115 ist eine derartige Senkpumpe abgebildet; sie werden bis zu 4000 Minutenliter Fördermenge und bis 200 m Förderhöhe ausgeführt.

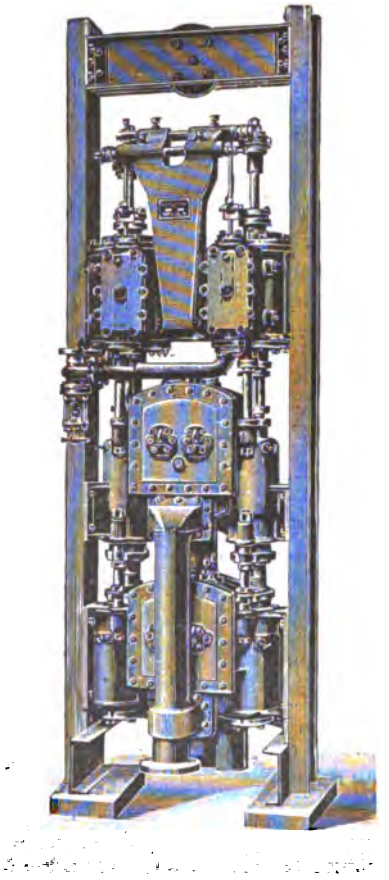


Fig. 115.

Die Duplexpumpen werden sowohl liegend als auch freistehend, wie die Schiffspumpen oder als Wandpumpen gebaut.

Als Schiffspumpen eignen sich die freistehenden, vierfach wirkenden Duplex-Dampfpumpen schon wegen ihres geringen Gewichtes und geringen Raumbedürfnisses als Kessel-Speisepumpe, Feuer-Löschpumpe und zum Speisen der Asche-Ejektoren der Dampfschiffe. Sie werden sowohl mit Tauch- als auch mit Scheibenkolben hergestellt. Als Speisepumpe für Schiffskessel erhalten sie Tauchkolben mit innerer Stopfbüchse und für einen Betriebsdruck von 16 Atmosphären. Als Wasserpumpe für Schiffe erhalten die Pumpen Differential-Tauchkolben, die einfach saugen und doppelt drücken (siehe Fig. 77, S. 141), wobei nur die Hälfte der Ventile, die sonst bei vierfachwirkenden Pumpen erforderlich sind, nötig ist.

Als Wandpumpe erhalten die Duplexpumpen ebenfalls Differentialkolben mit einer Fördermenge von 50 bis 400 Minutenliter und bis 60 m Förderhöhe. Diese Pumpe wird in verschiedenen Grössen, mit 40 bis 130 mm Kolbendurchmesser,

Digitized by Google

70 bis 150 mm Kolbenhub und 50 bis 400 Minutenliter Förderung hergestellt, wobei sie ein Gewicht von 120 bis 1100 Kilogramm erhält.

Durch die wechselseitige Dampfsteuerung von einer Maschine zur anderen, sowie durch die Verwendung von vierfachwirkenden Zwillingspumpen erhalten die Duplex- und Triplexpumpen einen sehr gleichmässigen, ruhigen Gang; durch mehrfache Expansion und durch Kondensation des Dampfes aber ist auch der Kohlenverbrauch ein günstiger, so dass sie mit Erfolg den Schwungradmaschinen das Pumpengebiet streitig machen.

Nachstehend führe ich die hauptsächlichsten Angaben über ausgeführte Pumpwerke auf, woraus die Anschmiegung dieser Werke an die örtlichen Verhältnisse erkenntlich ist.

Für einen Erweiterungsbau des Leipziger Wasserwerks bei Naunhof, der für eine Wasserlieferung von täglich 30000 cbm bestimmt ist, wurden drei Pumpwerke, bestehend aus Dampfkessel, Maschinen und Pumpen, aufgestellt; jedes dieser Pumpwerk ist imstande, durchschnittlich täglich 15000 Kubikmeter zu fördern.

Der Dampf von 7 Atmosphären Überdruck wirkt auf Verbund-Banlanciermaschinen von 385 mm Durchmesser des Hochdruckcylinders und 590 mm Durchmesser des Niederdruckcylinders mit 900 mm Hub. Die Tauchkolbenpumpe mit Differentialkolben, also einfach saugend, doppelt drückend, werden von der Dampfmaschine, die als Duplexmaschine angeordnet ist, unmittelbar angetrieben; der Differentialkolben hat 398 und 282 mm Durchmesser.

Die Saug- und Druckventile sind einfache Ringventile mit einem Gesamtdurchmesser von 1000 mm; die Saugventile sind aus 5 Ventilringen zusammengesetzt, während die Druckventile nur drei solche Ringe besitzen. Der Schluss der Ventile wird durch darüber angebrachte Gummipuffer beschleunigt.

Die beiden zu einem Pumpwerk gehörigen Pumpen haben gemeinschaftliches Saugrohr von 600 mm Lichtweite mit Saugwindkessel, sowie ebensolches Druckrohr von 550 mm Lichtweite; diese Einzeldruckrohre der drei Pumpwerke werden durch einen gemeinsamen Hauptwindkessel in einem Druckrohre vereinigt. Die Pumpen arbeiten mit 50 bis 75 Kolbenspielen

Digitized by Google

in der Minute vollkommen stossfrei und fördert jedes Pumpwerk mit 80 PS. Nutzleistung 15000 cbm in 24 Stunden auf 32 m manometrische Förderhöhe.

Die Betriebsräume für diese drei Pumpwerke bestehen aus folgenden überbauten Flächen: Das Maschinenhaus beansprucht eine Fläche von 265 qm, wovon 98 qm als Pumpenschachte unter Bodenfläche vertieft sind; das Kesselhaus hat 283 qm, der Kohlenschuppen 250 qm überbaute Fläche.

Für das neue Wasserwerk der Stadt Lübeck wurde eine Pumpenanlage hergestellt, welche durchschnittlich täglich 29000 cbm Wasser zu fördern hat. Die vollständig ausgebaute Anlage besteht aus 4 Dampfkesseln, 3 Druck- und 2 Filter-Pumpmaschinen.

Jede Druckpumpmaschine besteht aus zwei wagerecht liegenden, doppeltwirkenden Tauchkolbenpumpen von 293 mm Kolbendurchmesser und 800 mm Hub, welche bei 50 Kolbenspielen in der Minute 10 cbm Wasser auf 40 m Förderhöhe liefern. Die Pumpenventile sind einfache Ringventile mit 6 Sitzringen und mit Federbelastung. Je ein Saug- und ein Druckventil liegen übereinander in einem Ventilgehäuse. Jede Pumpe besitzt demnach 2 Ventilgehäuse, und zwar sind diese Gehäuse unten mit dem Saugwindkessel in Verbindung, während ihre obere Haube als Druckwindkessel ausgebildet ist; diese 4 Druckhauben der zwei Pumpen einer Maschine, sind untereinander durch eine Rohrleitung verbunden. Der Haupt-Druckwindkessel, der die Einzeldruckleitungen der 3 Pumpmaschinen vereinigt, hat 1000 mm Durchmesser und 4500 mm Höhe.

Die Druckpumpen haben unmittelbaren Antrieb von wagerecht liegenden Verbund-Duplexmaschinen mit Luftpumpenkondensation, deren beide verlängerte Kolbenstangen zugleich die Kolbenstangen der beiden zugehörigen Pumpen sind. Der Hochdruckcylinder der Verbundmaschine hat 400, der Niederdruckcylinder 640 mm Durchmesser; beide sind mit zwangläufiger Ventilsteuerung versehen und beträgt der Kolbenhub 800 mm.

Die Filterpumpmaschinen bestehen aus je einer wagerechten, doppeltwirkenden Tauchkolbenpumpe von 530 mm Kolbendurchmesser und 500 mm Kolbenhub; bei 50 Kolben-

Digitized by Google

spielen in der Minute vermag jede Pumpe 10,5 cbm Wasser auf 6,0 m Höhe zu fördern. Je eine Pumpe wird von einer wagerechten Verbund-Simplex-Dampfmaschine mit Kondensation unmittelbar angetrieben; der Hochdruckcylinder hat 270 mm der Niederdruckcylinder 430 mm Durchmesser und beide sind mit Schiebersteuerung versehen.

Der Maschinenraum beansprucht eine überbaute Fläche von 315 qm für die Druckpumpen und 245 qm für die Filterpumpen; das Kesselhaus 150 qm einschliesslich aller Nebenräume.

Das Wasserwerk Düren besitzt zwei wagerechte Tauchkolbenpumpen, die mit den 40 pferdigen Zwillingsgasmotoren in gleicher Höhe angeordnet sind. Die doppeltwirkenden Pumpen haben 260 mm Kolbendurchmesser und 760 mm Hub und machen in der Minute 28 Umdrehungen. Jede Pumpe hat einen Saugwindkessel und eigenes Saugrohr von 250 mm Lichtweite. Die Druckleitungen der beiden Pumpen münden in einen gemeinsamen Druckwindkessel, von welchem aus die 350 mm weite Druckrohrleitung nach dem 45 m hohem Wasserturme führt.

Die Kraftübertragung von den Motoren, die 140 Minutenumdrehungen machen, wird durch Zahnräder bewirkt; zum Anlassen der grossen Gasmotoren dient ein kleiner, 2pferdiger Gasmotor. Die Bedienung der ganzen Anlage erfolgt durch einen einzigen Maschinisten.

Die Gesamtkosten des Wasserwerkes, welches 250 cbm Wasser mit 50 m Förderhöhe zu liefern vermag, betrugen:

Maschinenhaus, Maschinen, Pumpen u. Wasserturm	155000	Mk.
Rohrleitungen	123000	„
Brunnen und Sammelleitungen	25000	„
Wassermesser, Zuleitungen und Verschiedenes .	67000	„
Summa	370000	Mk.

Die Gasmotoren und Pumpen wurden von der Gasmotoren-Fabrik Deutz geliefert.

Der Wasserbedarf wurde für 30000 Einwohner mit 100 l für den Kopftag, also 3000 cbm täglich, berechnet.

Digitized by Google

Aus Schwungradmaschinen besteht das Wasserwerk für die Stadt Mühlhausen i. Elsass und zwar aus 4 Pumpmaschinen mit je zwei Pumpen. Pumpen- und Dampfkolben haben gemeinsame Kolbenstange, welche bis hinter den Dampfcylinder verlängert und dort mit der Pleuelstange des Schwungrades gekuppelt ist. Die Duplex-Verbundmaschinen arbeiten mit Expansion und Kondensation. Die Pumpen sind liegende, doppeltwirkende Tauchkolbenpumpen mit aussenliegenden Stopfbüchsen; der Mönchskolben hat 235 mm Durchmesser, 1000 mm Hub und macht 27 Kolbenspiele in der Minute, wobei je zwei Pumpen zusammen 70 Sekundenliter Wasser fördern.

Die Pumpenventile sind als Ringventile mit 3 übereinander liegenden Stufen gebildet; die Ventilgehäuse liegen für die Saugventile seitlich, für die Druckventile oberhalb des Pumpencylinders. Unter jedem Saugventile befindet sich ein kleiner Saugwindkessel von 600 mm Durchmesser, in welchem das 250 mm weite Saugrohr als Tauchrohr eingeführt ist; über den beiden Druckventilen jeder Pumpe liegt ein gemeinsamer Druckwindkessel von 900 mm Durchmesser und 3000 mm Länge. Von den Saugwindkesseln hat jeder den 7fachen, von den Druckwindkesseln jeder den 48fachen Pumpeninhalt.

Das Pumpwerk Berg bei Stuttgart erhält seinen Antrieb durch vier gleiche, unterschlägige Schaufelräder von 5,0 m Durchmesser. Das Wasser strömt auf diese Räder durch Überfall-Einläufe von 4,0 m Breite; das gesamte Triebwasser beträgt 8,50 Sekunden-Kubikmeter mit einem nutzbaren Gefälle von 1,8 m. Die Räder bewegen sich in einem Kropfgerinne aus Quadermauerwerk und arbeiten mit 65 % Nutzleistung. Die hölzernen Radschaufeln sind auf beiden Seiten durch Blechtafeln begrenzt, auf welchen Zahnkränze von 4,2 m Durchmesser aufgenietet sind, die in ein kleines Zahnrad eingreifen. Das letztere macht 22 Umdrehungen in der Minute, die Wasserräder durchschnittlich 5,5 Umdrehungen. Die kleinen Zahnräder übertragen die Kräfte unmittelbar auf die beiderseitigen, doppeltwirkenden Pumpenpaare von 800 mm Cylinderweite, 660 mm Hublänge und 83 m Förderhöhe. Sämtliche 16 Pumpen liefern in der Stunde 343 cbm, was einer Leistung von 106 Pferdestärken oder 58 % Nutzleistung entspricht.

Digitized by Google

Das neue Flusswasserwerk von Hannover, zur Lieferung von Spreng- und Spülwasser, sowie zu gewerblichen Zwecken, benutzt die Wasserkraft der Leine mit 2,15 m Gefälle durch 3 Turbinen von 43 Pferdestärken Nutzleistung. Jedes Pumpwerk besteht aus zwei Paar doppeltwirkenden Pumpen mit täglich 6900 cbm Wasserförderung auf 32,0 m Höhe. Die Turbinen sind Doppelkranz-Turbinen, die inneren Kränze auf Aktion, die äusseren auf Reaktion geschaufelt. Die Pumpen sind doppeltwirkende Tauchkolbenpumpen mit äusseren Stopfbüchsen. Um die Saug- und Druckventile entbehrlich zu machen, hat man die Kolbenpumpen mit einer Schiebersteuerung versehen, welche abwechselnd die Flüssigkeit vor den Kolben treten und hinter demselben entweichen lässt. Die Verwendung derselben ist jedoch eine beschränkte, weil man überhaupt nur ganz reine Flüssigkeiten, die das Metall weder mechanisch noch chemisch angreifen, fördern kann und weil die Schiebersteuerung für sich schon einen erheblichen Kraftbedarf hat und ausserdem der Abschluss des Schiebers, sowie sein Öffnen der Durchgangswege nicht rasch, sondern nur allmählich erfolgt. Die Steuerung des Schiebers erfolgt durch Hebelverbindung mit dem Schwungrade. Vereinfacht wird die Schiebereinrichtung dadurch, dass man den Pumpencylinder um das Saugrohr schwingen lässt, wodurch die Abzugswege vor und hinter dem Kolben abwechselnd mit Saug- und Druckrohr verbunden werden. Man hat auch Pumpen gebaut, bei denen die Kolben selbst als Schieber wirken, indem man zwei Pumpen durch Saug- und Druckrohr wechselseitig verbindet, so dass ein Saugrohr in einem Pumpencylinder unten, im anderen oben einmündet, ein zweites aber umgekehrte Mündungen hat und für die zwei Druckrohrverbindungen zwischen den beiden Cylindern das Gleiche gilt. Bei dieser Lage der Saug- und Druckmündungen in den Cylindern ist in den Saug- und Druckröhren die Flüssigkeit während der Kolbenbewegung nach der einen oder andern Richtung stetig in Bewegung, weshalb eine Steuerung durch Ventile nicht nötig ist.

Pumpen mit schwingendem Cylinder werden besonders für den Betrieb durch Druckwasser gebaut; bei diesen

Digitized by Google

wirkt, wie bei den Dampfpumpen, das Triebwasser an gemeinsamer Kolbenstange mit der Pumpe.

In Fig. 116 ist eine solche Wasserdruckpumpe, wie sie von Kröber gebaut wurde, dargestellt. Die Pumpe besteht aus dem ruhenden, hinteren Verteilungskörper mit den Zu- und Abflussröhren S und A, sowie dem Steigrohre D, dem Saugwindkessel W_1 und dem Druckwindkessel W_2; ferner aus dem schwingenden, in zwei Drehzapfen beweglichen Pumpencylinder C. Beide Körper berühren sich an der Gleitfläche F, auf welcher das untere Kolbenende mit den zwei Durchgangswegen sich auf und ab bewegt. Nach der in Fig. 116 gezeichneten Cylinderstellung tritt die Betriebsflüssigkeit hinter den Scheibenkolben, zwischen den damit verbundenen Tauchkolben und die Cylinderwand, wodurch der Kolben zurück gegen den Verteilungskörper geschoben und zugleich die vor dem Scheibenkolben den Cylinder füllende Flüssigkeit in das Abflussrohr A verdrängt wird. Sobald diese Rückwärtsbewegung beendigt ist, schwingt der Cylinder in entgegengesetzter Richtung und öffnet mit Schluss des Abflussrohres nun den Durchgang zum Druckrohre D und auch wieder denjenigen des Zuflussrohres S. Hierdurch wird jetzt der Kolben nach vorwärts getrieben und damit die zwischen Tauchkolben und Cylinderwand vorhandene Flüssigkeit in das Steigrohr D getrieben. Die Kolbenstange ist durch eine Kurbel mit einem Schwungrade verbunden, um damit die toten Punkte der Kolbenbewegung leichter zu überwinden.

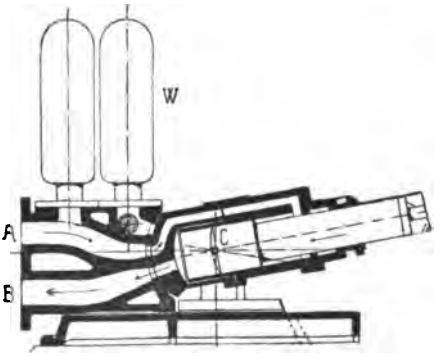


Fig. 116.

Die Wirkung als Pumpe ist eine einfache, als Motor aber eine doppelte und ist die Grösse desjenigen Teils der Flüssigkeit, welche in das Druckrohr gefördert wird, bedingt durch

Digitized by Google

das Verhältnis des Betriebsdruckes zur Förderhöhe, und ist daher, diesem Verhältnis entsprechend, auch das Verhältnis der beiden Kolbendurchmesser zu bemessen. Für Wasserversorgungen sind solche Pumpen schon öfter angewendet worden, wenn von dem reichlich vorhandenen Betriebswasser ein kleiner Teil auf grössere Höhe gedrückt werden soll. Ist jedoch das Betriebswasser zur Förderung ins Druckrohr nicht geeignet und soll deshalb ein anderes, besseres Wasser, gehoben werden, so ist die Wasserdruckpumpe dahin zu ändern, dass 4 getrennte Mündungsstutzen und Öffnungen in die Gleitfläche des Verteilungskörpers angebracht werden, wovon zwei dem Durchgange des Betriebswassers und zwei demjenigen des Förderwassers wechselweise dienen.

Die Wasserdruckpumpe von Schmid unterscheidet sich von der Körberschen dadurch, dass die Steuerung nicht durch das Schwingen des Cylinders, sondern durch einen Schieber, der mit der Kurbel durch Hebel verbunden ist, bewirkt wird.

Die Leistung der Wasserdruckpumpen wächst mit dem Betriebsgefälle von 0,50—0,90; sinkt das Gefälle unter 8—10,0 m, so ist die Wirkung der Wasserdruckpumpen nur gering. Die Städte Glasgow und Manchester besitzen ein Pumpwerk zur Beschaffung von Druckwasser, welches zur Versorgung dieser Städte mit Wasserkräften zum Gewerbebetriebe dient. Der Betriebsdruck des Druckwassers beträgt 78 Atmosphären; 6 Maschinen von je 200 Pferdestärken arbeiten mit 3 facher Expansion unter einem Dampfdruck von 8,5 bis 10,0 Atmosphären. Jede Maschine soll bei 60 Minutenumdrehungen 1040 Liter Wasser liefern unter einem Drucke von 78 Atmosphären.

Zum Schlusse führe ich noch einige kleine Pumpwerke für Wasserversorgung an:

Die Maschinenanlage für die Wasserversorgung der auf dem Juraplateau liegenden Gemeinde Hohenstein besteht aus einer Turbine für eine Aufschlagswassermenge von 9,9 Sekundenliter mit 21,0 m Nutzgefälle; ferner aus einer Zwillings-Tauchkolbenpumpe, welche von der Turbine unmittelbar angetrieben wird. Gefördert werden 30 Minutenliter auf eine Höhe von 155 m durch eine Steigleitung von 1550 m Länge.

Digitized by Google

Das Pumpwerk für das Dorf Sanspareil in Oberfranken besteht aus einer Turbine für eine Aufschlagswassermenge von 160—180 Sekundenliter mit 0,7 m Stutzgefälle. Die Turbine treibt mittels Riemenübertragung eine Zwillingspumpe, welche 26 bis 31 Minutenliter auf 116 m Höhe fördert, durch eine Druckleitung von 2100 m Länge.

Die beiden letztgenannten Turbinen-Pumpwerke wurden von dem Königl. Bayr. technischen Bureau für Wasserversorgung ausgeführt.

C. Die Membran- oder Diaphragmapumpen.

Bei dieser Art Pumpen wird das Ansaugen und Drücken an Stelle eines Kolbens durch eine biegsame Scheibe aus Leder oder Gummi bewirkt, welche in den Cylinderraum beweglich eingespannt ist. Wirkt die Pumpe nur als Saugpumpe, so besitzt sie nur ein Saugventil, ist sie aber Saug- und Druckpumpe, dann ist sie auch noch mit einem Druckventile versehen. Bei Saughöhen, die grösser als 4,0 m sind, erhält das Saugrohr auch ein Fussventil.

Obwohl die Membranpumpen erst in jüngster Zeit mehr in Gebrauch kommen, so sind sie doch schon seit vielen Jahren bekannt; Fig. 117 zeigt eine solche Pumpe alter Bauart, welche zugleich den Leitgedanken derselben deutlich erkennen lässt. Ein oben offenes Gefäss *A* ist durch eine biegsame, hinlänglich grosse, Leder- oder Gummikappe *C*, in deren Mitte die Kolbenstange befestigt ist, luft- und wasserdicht abgeschlossen; die Saugöffnuug *s* und die Drucköffnung *d* sind beide durch Klappenventile geschlossen. Durch Erheben der Kolbenstange wird der Raum *A* erweitert und dadurch Flüssigkeit angesaugt; durch Niedergang derselben wird dieser vergrösserte Raum wieder auf seinen anfänglichen Inhalt zurückgebracht und dadurch Flüssigkeit daraus gedrückt. Der Hub kann bei den Membranpumpen selbstverständlich nur ein sehr kleiner sein und deshalb kann

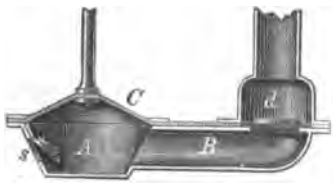


Fig. 117.

Digitized by Google

damit eine sehr grosse Hubzahl erreicht werden, was schon dadurch begünstigt wird, dass hier keine Reibungswiderstände vom Kolben zu überwinden sind.

Fig. 118 zeigt die Gestaltung der Membran- oder Diaphragmapumpen, wie sie gegenwärtig in Gebrauch sind für Handbetrieb mittels Hebel. Die Hebelanordnung ist, wie aus der Zeichnung ersichtlich, derart, dass sie drei verschiedene Angriffsarten gestattet. In der Lage des Hebels, wie sie die Zeichnung darstellt, ist der Hebel beim Saugen niederzudrücken; dreht man den Hebel um, dann ist bei der Wasserhebung derselbe niederzudrücken. Man wählt die eine oder die andere Hebelstellung je nachdem die Kraft für das Saugen oder

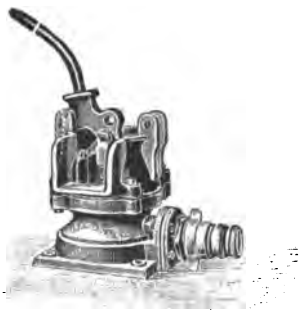


Fig. 118.

Fig. 119.

die für das Heben der Flüssigkeit grösser sein muss, weil das Niederdrücken des Hebels eine stärkere Kraftäusserung gestattet als das Erheben des Hebels. Ausserdem kann man den Hebel durch Wechsel der Drehpunkte auch senkrecht stellen, wodurch die Bewegung eine hin- und hergehende wird, also gleichmässige Kraftäusserung, sowie auch eine tiefere Aufstellung der Pumpe gestattet.

Die Membrane wird jetzt nur noch aus bestem Paragummi hergestellt und da die Pumpe hauptsächlich für die Förderung unreinen Wassers verwendet wird, so werden die Durchgänge möglichst gross gemacht und mit Klappenventilen versehen. Kegelventile nützen sich rasch ab, verklemmen sich durch die vom Wasser geführten festen Stoffe und geraten bei dem häufigen Verbringen dieser Pumpen von einem Orte zu einem andern und

Digitized by Google

Umlegen derselben, aus der richtigen Lage, wodurch Störungen im Betriebe veranlasst werden.

Die Membranpumpen zeichnen sich aus durch grosse Wasserförderung, geringes Raumbedürfnis, leichte Beweglichkeit beim Wechsel des Aufstellungsortes, geringste Empfindlichkeit gegenüber den Verunreinigungen der Flüssigkeiten, daher bei leichter Handhabung grosse Dauerhaftigkeit, sowie endlich durch bequeme Zugänglichkeit der Ventile. Sie werden deshalb vornehmlich verwendet bei: Brücken-, Eisenbahn- und Kanal-, sowie Fundamentbauten, Thonwaren- und Lederfabrikation, Brauereien und auf Schiffen, in Gruben und Steinbrüchen, sowie überhaupt wo möglichst viel Wasser mit geringer Arbeit schnell gehoben werden soll. Die Pumpen werden nicht nur für Handbetrieb, sondern auch für Kraftbetrieb mittels Riemenscheibe geliefert; auch werden dieselben als Zwillingspumpe gebaut mit gemeinschaftlicher Kurbelwelle, deren Schleifen um 180° verstellt sind, um eine gleichmässige Kraftverteilung und Wasserförderung zu erzielen.

Die Verwendung der Membranpumpen hat in den letzten Jahren so bedeutend zugenommen, dass einzelne Pumpenfabriken sich hauptsächlich mit Herstellung dieser Art Pumpen befassen, wie Hammelrath & Schwenzer in Düsseldorf und Hehr & Co. in Ruhrort, welche diese Pumpen auch als einfache Saugpumpen, mit seitlichem Auslaufe, wie Fig. 118 und Fig. 119 liefern. Die

Fig. 120.

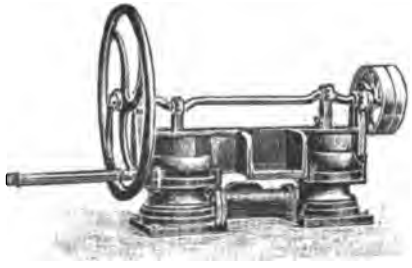


Fig. 121.

Digitized by Google

Maschinenfabrik von Rich. Langensiepen in Magdeburg-Buckau, sowie auch Ww. Joh. Schuhmacher und W. Garvens in Hannover liefern ebenfalls Membranpumpen jeder Art, wobei besonders hervorzuheben ist, dass sie die Saug- und Druckpumpen ohne Stopfbüchse ausführen.

In Fig. 120 ist eine Membran-Saug- und Druckpumpe von Hammelrath & Schwenzer abgebildet und in Fig. 121 eine

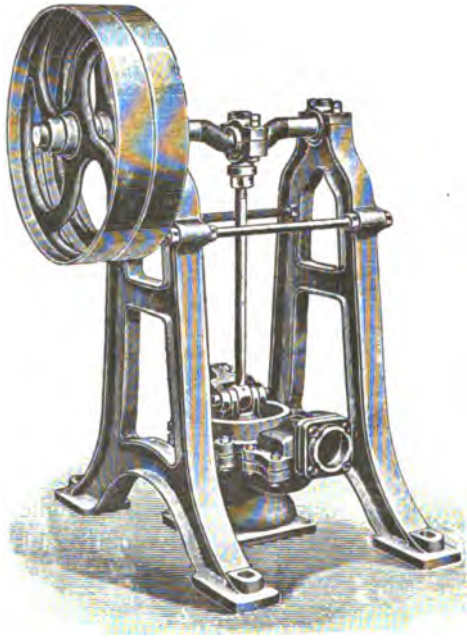


Fig. 122.

Zwillingspumpe derselben Firma; Fig. 122 zeigt eine Membranpumpe für Maschinenbetrieb von R. Langensiepen.

Die wichtigsten Angaben über diese Pumpen enthält die folgende Tabelle XXXVI.

Die Diaphragmapumpen, welche zu Gesamtförderhöhen bis zu 15,0 m verwendet werden, können auch durch Windmotoren zweckmässig betrieben werden. Die Firma Hammelrath & Schwenzer in Düsseldorf liefert solche Pumpwerke, die bei einer Mindestgeschwindigkeit des Windes von 3,5 bis 4 m arbeiten. Der

Digitized by Google

Tabelle XXXVI. Masse, Leistungen und Preise von Membranpumpen.

Lichtweite d. Saugrohres in mm	40	50	65	75	90	100
Grösste Wasserförderung für ein Kolbenspiel-Liter	0,80	1,25	1,80	3,25	5,00	8,50
Leistung in Liter Wasser in der Stunde, bei etwa 80 Kolbenspielen in der Minute	3800	6000	8600	15 600	24 000	41 000
Preise in Mark:						
1. Gusseiserne Saugpumpe einschliesslich messing. Schlauchverschraubung	—	—	120	150	180	—
Ungef. Gewicht in kg . . .	—	—	55	70	90	—
2. Saugpumpe aus verzinktem Eisenblech, freistehend . . .	100	110	115	120	—	—
Dieselbe aus Kupferblech . .	145	135	150	160	—	—
Ungef. Gewicht der Blechpumpen in kg	25	28	38	45	—	—
Mit Schwungrad und Kurbel, od. mit Riemenscheiben kosten die Pumpen aus Blech 15 Mk. mehr.						
Wird die Blechpumpe fahrbar gemacht, kostet sie 45 Mk. mehr und wenn sie gusseisernes Unterteil erhält, wiegt sie 12 kg mehr und der Preis erhöht sich um 18 Mk.						
3. Gusseiserne Saug- und Druckpumpen einschl. d. Schlauchverschraubungen	—	—	140	175	200	—
Mit Kurbelwelle und Schwungrad für Hand und Kraftbetrieb kosten die Pumpen 70 Mk. mehr						
4. Saug- und Druckpumpe aus verzinktem Eisenblech, freistehend	110	125	135	155	—	—
Aus Kupferblech	140	150	175	200	—	—
5. Gusseiserne Zwillingspumpe mit 2 Schwungrädern und Kurbeln für Handbetrieb, freistehend	—	—	—	300	330	430
Dieselbe Pumpe in verzinktem Eisenblech	—	—	250	—	—	—
Fahrbar auf Rädern kostet die Pumpe 60 Mk. mehr.						

Digitized by Google

Windmotor von 3 m Raddurchmesser hat eine Leistung von $^1/_3$ PS. und kostet einschliesslich des Gestänges 425 Mk. Der Turm oder das Gerüste, welches dem Windrade als Träger dient, muss eine solche Höhe haben, dass das Windrad auf 300 m im Umkreise mit der Unterkante 1,0 m hoch frei steht. Ein Gerüste von z. B. 8,0 m Höhe kostet 220 Mk.

Ein Windrad von $3^1/_2$ m Durchmesser ist 55 Mk. teurer.

Die grosse Wasserförderung der Membranpumpen gegenüber den Kolbenpumpen für Handbetrieb ergiebt sich aus dem kleinen Kolbenhub und der damit zusammenhängenden grossen Kolbenspielzahl in der Minute, die bei Kolbenpumpen gewöhnlich 45, bei Membranpumpen aber das Doppelte beträgt; ferner ist aber zu berücksichtigen, dass diese grosse Leistung immerhin auch einen entsprechenden Kraftaufwand erfordert. Wenn ein Mann mit der Membranpumpe die doppelte Wassermenge fördert in derselben Zeit als mit der Kolbenpumpe, so kann er diese Leistung doch nur auf kürzere Dauer aushalten, denn bei 12 Meterkilogrammen Arbeit in der Sekunde ist seine Kraft früher erschöpft als bei einer Leistung von 6 Meterkilogrammen. Aber gerade die Förderungsarbeiten, zu welchen die Membranpumpe hauptsächlich verwendet wird, sind der Art, dass ein stundenlanges, unausgesetztes Pumpen nicht erforderlich ist, oder dass immer zeitweise Ablösung der Bedienungsmannschaft vorgesehen ist, weil nicht lediglich eine billige, sondern eine möglichst rasche Wasserförderung bezweckt wird. Mit Recht hat daher die Firma Hehr & Co. ihre Pumpen als „Rasch"-Pumpen benannt.

Die Maschinenfabrik A. L. G. Dehne in Halle a. S. baut ebenfalls Membranpumpen, die als Säurepumpen eine andere Bauart aufweisen als die vorhergehend beschriebenen Membranpumpen. Bei den Säurepumpen hat die Membrane den hauptsächlichen Zweck, den Tauchkolben der einfach wirkenden Saug- und Druckpumpe von der Säure vollständig abzuschliessen; die Membrane ist deshalb auch nicht mit der Kolbenstange verbunden, indem ihre Ausdehnung und Zusammenziehung durch die Auf- und Abbewegung des Tauchkolbens bewirkt wird, siehe Fig. 123, welcher durch eine Stopfbüchse am oberen Ende des Cylinders geführt ist. Der Cylinder muss stets mit Wasser gefüllt sein, welches die Druck- und Saugwirkung des Kolbens auf die

Digitized by Google

Membrane überträgt; bei einem lufterfüllten Cylinder würden kleine Undichtigkeiten genügen, um ein grössere Herabminderung der Wirksamkeit der Pumpe herbeizuführen. Behufs des Füllens des Cylinders mit Wasser wird der Deckel des Saugventiles abgenommen und der Kolben ganz in den Cylinder hineingeschoben. Der Fülltrichter ist mit einem kleinen Sicherheitsventile versehen, das bei dem Füllen herausgenommen wird, um hier Wasser einzugiessen bis der Trichter bis zum Rande

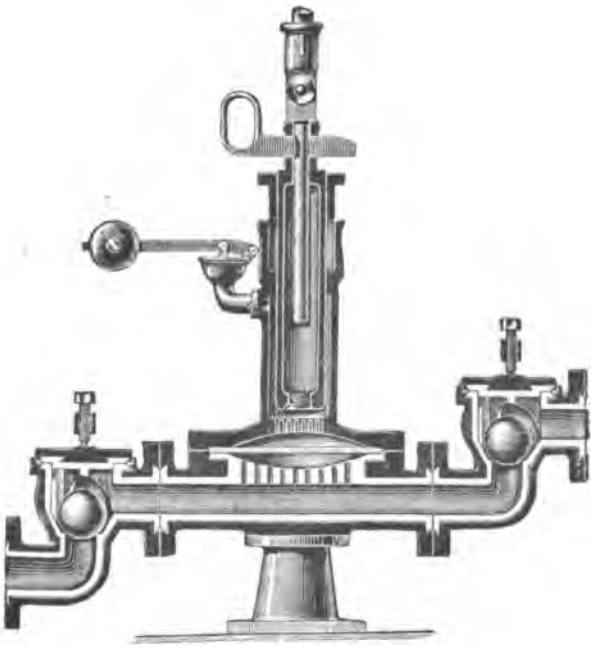


Fig. 123.

gefüllt ist, worauf das Ventil geschlossen und wieder mit den Hebel durch Gewicht belastet wird.

Die Ausdehnung der Membrane bei dem Auf- und Niedergange des Kolbens ist begrenzt, nach oben durch die Fussplatte des Cylinders, nach unten durch einen Rost über dem Rohre, welcher Saug- und Druckventil verbindet. Alle mit der Säure in Berührung kommenden Pumpenteile sind, je nach der Natur der

Digitized by Google

Säure mit Zinn, Blei oder Hartgummi verkleidet oder daraus hergestellt. Gewöhnlich werden die Pumpen für einen Druck bis zu 3 Atmosphären gebaut, mit Antriebvorrichtung für Handbetrieb durch Schwengel oder Schwungrad mit Kurbel, für Maschinenbetrieb mittels Schubstange oder Riemenscheibe und zwar freistehend oder als Wandpumpe, sowie aufliegend auf wagerechter Fundamentplatte. In letztgenannter Ausführung werden sie auch als Zwillingspumpen angewendet. Alle Membranpumpen haben Kugelventile mit Hartgummiüberzug.

In folgender Tabelle XXXVII sind die wesentlichen Angaben über diese Säurepumpen enthalten.

Tabelle XXXVII.

Masse, Leistungen und Preise von Membran-Säurepumpen.

Kolbendurchmesser mm .	30	40	50	65	80	100	125	150
Kolbenhub mm	100	100	130	160	200	250	300	350
Durchmesser d. Saug- und Druckrohrs mm . . .	20	25	30	40	50	60	80	100
Förderung bei Handbetrieb und 30 Doppelhuben i. d. Minute, Liter	1,6	2,9	6	12,5	24	—	—	—
Bei Maschinenbetrieb.								
Umdrehungen i. d. Minute	—	—	80	70	60	50	40	30
Fördermenge in d. Stunde in Liter	—	—	1000	18000	2900	4700	7000	9000
Preise in Mark.								
Für Handbetrieb m. Hebel, alles in Gusseisen . .	120	135	160	195	255	—	—	—
Die Ausfütterung in Blei .	130	150	175	215	280	—	—	—
Für Maschinenbetrieb mit Schubstange	180	—	180	215	280	365	475	640
Ausfütterung in Blei . .	—	—	195	235	305	410	550	760

Freistehende Pumpen für Riemenbetrieb sind etwa 25 % teurer. Die Ausführung des Unterteiles in Bronze erhöht den Preis um 30—40 %; die Ausfütterung in Zinn um 50 %, die in Hartgummi um 40—45 % höher als die in Blei.

Digitized by Google

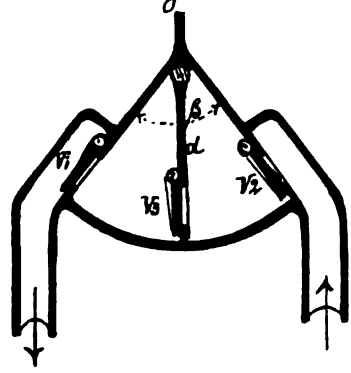
D. Die Pumpen mit schwingendem Kolben.

Flügelpumpen.

Diese Pumpen unterscheiden sich von denjenigen mit geradlinig hin- und hergehendem Kolben nur dadurch, dass der Kolbenweg einen Kreisbogen bildet, weil der Kolben sich um eine Drehachse bewegt; bezüglich der Wirkungsweise selbst, im Saugen und Drücken, ergiebt sich kein Unterschied. Die Pumpen mit schwingendem Kolben können einfach- und doppeltwirkend sein, sowie auch der Kolben geschlossen oder mit Ventil durchbrochen sein kann.

Die einfachste Form einer schwingenden Pumpe ist durch Fig. 124 skizziert; sie besitzt nur einen um eine Achse drehbaren Flügel F, welcher in einem Gehäuse hin und her schwingt, dabei mit seinen Kanten möglichst knapp an die Umfangswände des Gehäuses streifend. Bei dem Schwingen nach links wirddurch das Saugventil V_2 die Flüssigkeit angesaugt und durch das Druckventil V_1 in das Druckrohr getrieben; bei dem Schwingen nach rechts findet nur eine Verteilung durch Ventil V_3 statt und kein Saugen, noch Drücken. Die Pumpe ist einfachwirkend mit ungleichem Kraftbedürfnis für beide Schwingungsrichtungen. Man kann das Gehäuse auch so gestalten, dass es nach der Druckseite der Fig. 124 ganz offen ganz offen ist und das Druckventil V_1 wie das Saugventil V_2 in die Gefässwand der Saugseite verlegt wird; der Flügel F erhält in diesem Falle kein Ventil V_3, sondern bleibt auf seiner ganzen Fläche geschlossen. Eine so veränderte einfachwirkende Pumpe saugt bei dem Linksschwingen und drückt bei dem Rechtsschwingen des Flügels; die Verteilung des Kraftbedürfnisses ist zwar auch nicht ganz gleichmässig, aber doch nur durch den Unterschied zwischen Saug- und Druck-

Fig. 124



Digitized by Google

höhe beeinflusst. Der Umstand, dass das Gehäuse nicht nach allen Seiten abgeschlossen ist, hat den Nachteil, dass beim Rechtsschwingen durch das Drücken des Flügels an den Rändern desselben die Flüssigkeit auch hinter den Flügel in den offenen Teil des Gehäuses gedrückt wird und hier verloren gehen kann.

Durch Verbindung von zwei so veränderten einfachwirkenden Flügelpumpen mit einem zwischen beiden Saugventilen mündenden gemeinsamen Saugrohre und ebensolchem Druckrohre erhält man eine doppeltwirkende Zwillingspumpe, die bei jeder Schwingungsrichtung saugt und drückt und gleiches Kraftbedürfnis hat.

Bezeichnet R den Halbmesser des Flügels,

r „ „ „ Drehkernes, welcher zur Förderung nicht beiträgt,

T die Tiefe im Lichten des Gehäuses,

β den Centrierwinkel der Schwingung,

dann erhält man die Fördermenge M für einfachwirkende Pumpen durch

$$M = \frac{\pi}{360} \cdot \beta (R^2 - r^2) = 0{,}00873 \cdot \beta (R^2 - r^2)$$

Diese theoretische Fördermenge wird jedoch bei den Flügelpumpen noch weniger erreicht als bei den Kolbenpumpen mit geradliniger Hin- und Herbewegung, weil die Ränder des Flügels nicht absolut dicht an den Gehäusewänden schliessen und weil diese Ränder eine verhältnismässig grosse Länge haben; der Wirkungsgrad der Flügelpumpen ist gewöhnlich 80 % und erreicht nur bei sorgfältigster Ausführung 90 %, so lange noch keine starke Abnutzung sich geltend macht.

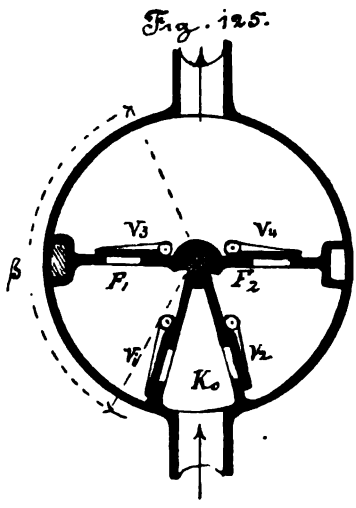
Der Schwingungswinkel kann bei einfachwirkenden Pumpen bis 180° betragen, und die Breite der Flügel oder die Gehäusetiefe T ist gewöhnlich $^1/_4 R$ bis $^1/_1 R$.

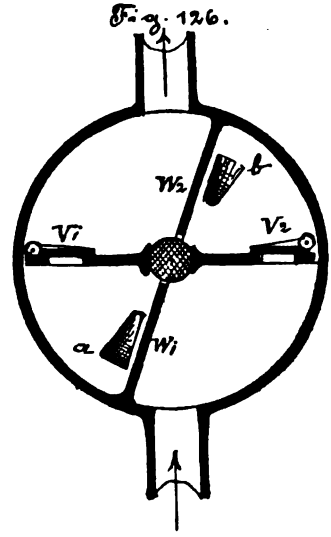
Die Zahl der Schwingungen in einer Minute ist im allgemeinen 40 bis 60.

Die Flügel aus Eisen oder Messing sind behufs Abdichtung ihrer Ränder gegen die Gefässwand entweder geschliffen oder durch Gummi und Leder gepolstert.

Digitized by Google

Schwingen sich in einem ringsum geschlossenen, cylindrischen Gehäuse zwei Flügel F_1 u. F_2 um eine Drehachse, wie in Fig. 125 und ist in dem Gehäuse durch zwei feste Zwischenwände über der Saugrohrmündung eine Saugkammer Ks gebildet, welche mit 2 Saugventilen V_1 und V_2 ausgerüstet ist, während die beiden Druckventile V_3 und V_4 sich in den beiden Flügeln befinden, dann ist die Pumpe doppeltwirkend. Bei der Bewegung eines Flügels gegen die Druckrohrmündung wird von jenem einerseits gedrückt, andererseits gesaugt, während gleichzeitig vom andern sich bewegenden Flügel keine Wirkung ausgeübt wird. Da dieser Vorgang bei jeder Hin- und Herschwingung





für jeden Flügel einmal eintritt, so ist die Wirkung eine doppelte und die Fördermenge für eine Doppelschwingung ist demnach:

$$M = 2 \cdot 0{,}00873 \cdot \beta \cdot (R^2 - r^2) = 0{,}01746 \cdot \beta \cdot (R^2 - r^2).$$

Eine doppeltwirkende Pumpe, welche nur zwei Ventile V_1 und V_2 nötig hat, erhält man, wenn, wie dies Fig. 126 zeigt, das Gehäuse durch die beiden mit dem Gehäuse fest verbundenen Zwischenwände W_1 und W_2 in zwei Hälften geteilt wird, die durch die beiden Öffnungen a und b mit einander

Digitized by Google

in Verbindung stehen. In diesem Falle dienen die beiden Ventile V_1 und V_2 abwechselnd als Saug- und Druckventile, indem z. B. bei der Bewegung des Flügels F_1 gegen die Druckrohrmündung das Ventil V_1 als Druckventil, das Ventil V_2 als Saugventil wirkt, während umgekehrt bei der Bewegung des Flügels F_2 das Ventil V_2 drückt und das Ventil V_1 saugt. Bei diesen Vorgängen strömt die Flüssigkeit durch die beiden Öffnungen a und b, welche ausserhalb des Gehäuses durch einen Kanal mit einander in Verbindung stehen, abwechselungsweise in entgegengesetzter Richtung.

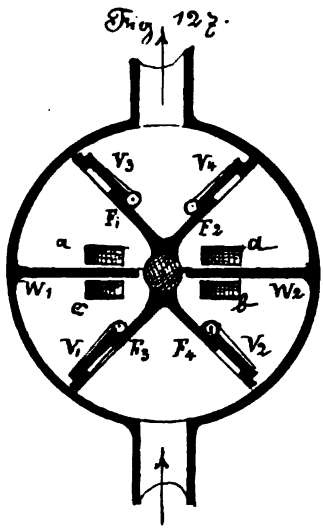


Fig. 127.

Eine vierfachwirkende Pumpe erhält man durch Anordnung von zwei Flügelpaaren F_1 F_2 und F_3 F_4 um eine Drehachse in einem Gehäuse wie Fig. 127. Das Gehäuse ist auch hier durch zwei mit ihm fest verbundene Zwischenwände W_1 W_2 in zwei Hälften geteilt, so dass in jeder ein Paar Flügel schwingt. Je ein Flügelpaar F_1 F_3 und F_2 F_4 ist danach abwechselnd in Bewegung gegen die Druckrohr- oder Saugrohrmündung. Das Flügelpaar, welches sich in der Richtung nach der Druckrohrmündung bewegt, drückt und saugt, ebenso durch Vermittelung der mit einander verbundenen Öffnungen a und b, sowie c und d, drücken und saugen auch gleichzeitig die beiden andern nach der Saugrohrmündung schwingenden Flügel.

Durch die kreuzweise Verbindung der 4 Öffnungen, a mit b und c mit d wird bewirkt, dass die in der unteren Gehäusehälfte angesaugte Flüssigkeit nach der oberen gedrückt und umgekehrt die aus der unteren Hälfte gedrückte in der oberen angesaugt wird. Bei einmaligem Hin- und Herbewegen der Flügel, also bei einer Doppelschwingung, wird 4 mal gedrückt und gesaugt, die Pumpe ist also 4fachwirkend, wodurch eine

Digitized by Google

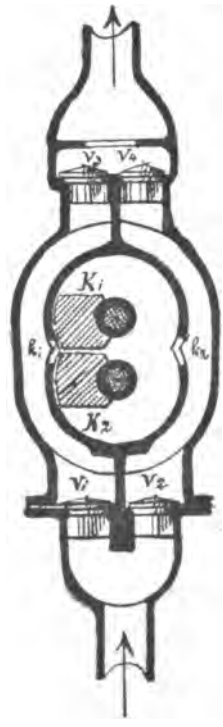
gleichmässigere Bewegung der Flüssigkeit in den Saug- und Druckröhren erzielt wird. Die Fördermenge ist

$$M = 4 \cdot 0{,}00873 \cdot \beta \cdot (R^2 - r^2) = 0{,}03492 \cdot \beta \cdot (R^2 - r^2).$$

Da aber der Schwingungswinkel β bei den vierfachwirkenden Pumpen nur halb so gross ist, als bei der doppeltwirkenden, so ist die Fördermenge für beide Pumpenarten gleich gross.

Statt der Öffnungen a, b, c und d in der Gehäusewand und ihrer Verbindungskanäle ausserhalb dieser Wand, kann man auch den Drehkern der Flügel über der Welle mit einem Kanale versehen, welcher die durch die Zwischenwand W_1 W_2 getrennten Gehäusehälften miteinander verbindet. Der Schwingungswinkel kann in diesem Falle grösser gemacht werden, wogegen aber auch der grössere Drehkern um die Welle mehr Raum einnimmt.

Fig. 128.



Eine doppeltwirkende Flügelpumpe erhält man ferner durch eine Pumpe mit zwei Flügeln K_1 und K_2, wovon jeder um eine besondere Drehachse aber in entgegengesetzter Richtung schwingt, wie dies durch Fig. 128 dargestellt ist. Die Saugventile V_1 und V_2 liegen den Druckventilen V_3 und V_4 gegenüber und ist je ein Saugventil mit einem Druckventil durch einen Kanal K_1 und K_2 ausserhalb des Gehäuses verbunden. Bei jeder Schwingung der beiden Flügel wird auf der Seite, wo die Flügel auseinandergehen angesaugt, während auf der entgegengesetzten Seite, wo sie sich einander nähern, gedrückt wird; zur Verbindung der Kanäle K_1 und K_2 mit dem Gehäuse, ist dieses an zwei einander gegenüberliegenden Stellen von Öffnungen durchbrochen. Weitere Mannigfaltigkeit der Bau- und Wirkungsweise kann man bei den Pumpen mit 2 Drehachsen in einem

Digitized by Google

Gehäuse dadurch erzielen, dass man auch Ventilkolben allein oder in Verbindung mit geschlossenen anwendet.

Flügelpumpe mit 2 Drehachsen.

Die in Fig. 129 abgebildete Pumpe ist eigentlich eine Zwillingspumpe, zusammengesetzt aus zwei Pumpen mit

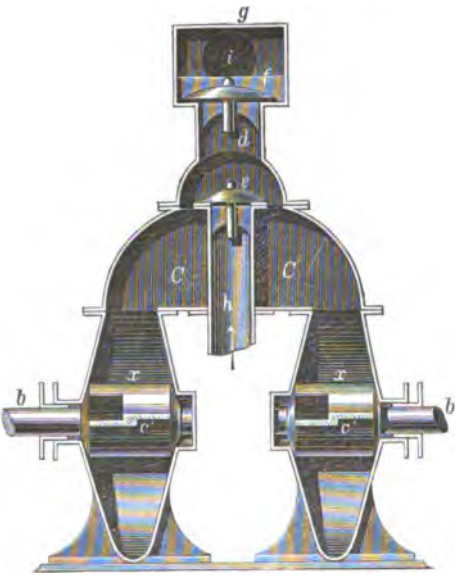


Fig. 129.

Fig. 129a.

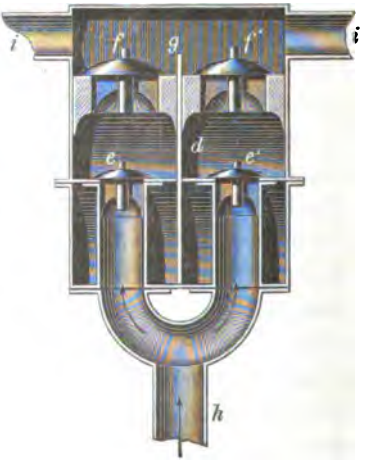


Fig. 129b.

Digitized by Google

einer Drehachse. Das Gehäuse ist durch die fest damit verbundene Zwischenwand $a\,a$ in zwei Abteilungen A und B zerlegt, in welchen je ein Kolben c und c' schwingt. Die beiden Gehäuse werden nach oben durch die Wasserkammer C verbunden; diese ist durch eine senkrechte Scheidewand d in zwei Teile getrennt, wovon jeder ein Saugventil e und ein Druckventil f, übereinanderliegend, enthält. Die beiden Kolben c und c' sind mit Durchgangswegen in der Art versehen, dass ein solcher von dem vorderen Teile des einen Kolbens nach dem hinteren Teile des anderen führt und umgekehrt, wobei diese Verbindungswege die Triebwelle durchschneiden und damit die obere und untere Kammer der Abteilung A mit der unteren und oberen Kammer der Abteilung B wechselseitig verbinden.

Jede der beiden gekuppelten Pumpen ist demnach doppeltwirkend, wie die durch Fig. 125 abgebildete, und die beiden ergeben demnach zusammen eine vierfachwirkende Zwillingspumpe mit nur 4 Ventilen, wovon die oberen etwas grösser als die unteren sind, so dass auch letztere behufs Nachsicht und Ausbesserung leicht ausgehoben werden können.

Die Flügelpumpen sind hauptsächlich für Handbetrieb in Gebrauch und zwar einmännig oder auch zweimännig. Der Bogen, welchen der Angriffspunkt der Hände am Hebel beschreibt soll dabei eine Länge von höchstens 1,10 bis 1,15 m haben, wenn die Arbeit auf die Dauer nicht zu anstrengend sein soll. Das theoretische Arbeitsbedürfnis ist auch hier

$$K = \frac{10000 \cdot Q\,(H + hw) \cdot \gamma \cdot 1000}{a \cdot b}$$

Kilogramm-Meter in der Sekunde.

Q = theoretische Fördermenge in der Sekunde in cbm,
H = Förderhöhe (Saug- und Druckhöhe) in m,
hw = Reibungswiderstände im Saug- und Druckrohr in m,
a = Erfahrungszahl f. d. räumliche Leistung der Pumpe,
b = Erfahrungszahl für die Arbeitsleistung der Kraftübertragung.

Für gute Flügelpumpen ist $\frac{10000}{a \cdot b} = 1{,}35$ bis $1{,}45$.

Digitized by Google

In Fig. 130 ist eine auf eine Wandplatte befestigte Flügelpumpe für Handbetrieb abgebildet; der Hebel ist verstellbar. Das Gehäuse ist mit einem aufgeschraubten Deckel versehen, der leicht abzunehmen ist, um dadurch das Innere der Pumpe zugänglich zu machen.

Durch Einschaltung eines Druckwindkessels wird der Erguss der Flüssigkeit ein gleichmässiger, so dass die Flügelpumpe auch als Spritze dienen kann. Die Saughöhe kann mit Hilfe eines Fussventiles bis 7,5 m betragen; die Druckhöhe ist nur durch die verfügbare Kraft beschränkt, indem auf einen Mann nur etwa 8 Kilogramm-Mtr. in der Sekunde gerechnet werden kann. Z. B. für eine Fördermenge von 4 Sekundenlitern kann bei Bedienung der Pumpe durch 2 Mann die ganze Förderhöhe nur $\frac{2 \cdot 8}{0{,}75 \cdot 4} = \frac{16}{5} = 3{,}2$ m betragen; ist die Fördermenge Q jedoch nur 0,5 Skd.-Ltr., so kann die Förderhöhe bis 25,6 m gesteigert werden, wovon dann die Saughöhe in Abzug zu bringen ist, um die erreichbare Druckhöhe zu erhalten. Kommt eine lange Rohrleitung dabei in Anwendung, so sind auch die Reibungswiderstände h_w der erforderlichen Kraftleistung noch hinzuzufügen. Folgende Tabelle enthält die Masse, Leistungen und Preise einer doppeltwirkenden Flügelpumpe wie Fig. 130.

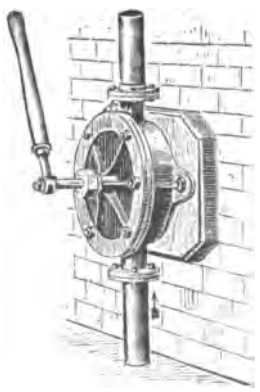


Fig. 130.

Je nach der Natur der Flüssigkeit und deren Verwendung wird diese Pumpe entweder mit gusseisernem Gehäuse und messingenen Flügeln oder ganz aus Messing hergestellt. Soll die Pumpe tragbar sein, so wird sie auf einen Bock oder als fahrbar auf einen Wagen befestigt.

Die Pumpen mit schwingendem Kolben sind wie die mit kreisendem Kolben gegenüber unreinen Flüssigkeiten sehr empfindlich; für Förderung von reinen Flüssigkeiten zeichnen sie sich vor anderen Pumpen durch ihre einfache Bauart und leichten Gang aus, der eine grössere Hubzahl und damit eine

Digitized by Google

reichliche Fördermenge für den Handbetrieb mittels Hebel zulässt.

Tabelle XXXVIII.

Preise einer doppeltwirkenden Flügelpumpe. (Nach Fig. 130.)

Äusserer Durchmesser des Gehäuses	Lichtweite des Saug- u. Druckrohres	Fördermenge in der Minute	Preis der Pumpe in Eisen mit Messingflügel	Preis der Pumpe ganz in Messing
mm	mm	Liter	Mk.	Mk.
130	13	18	20	25
160	19	23	22	35
190	25	27	27	45
220	32	40	33	60
250	32	60	40	70
280	38	85	45	80
300	38	100	60	110
340	50	120	70	145
370	65	200	120	240
440	75	240	150	340
520	75	280	180	400

Für kleinere Fördermengen wird die Pumpe auch auf gusseiserne Säule samt Windkessel befestigt und erhöht sich dadurch der obige Preis um 30 bis 50 Mk.

Die Flügelpumpe wird vielfach im haus- und gewerbewirtschaftlichen Dienste gebraucht, wie zur Speisung von Wasserbehältern, als Petroleum-, Bier- und Weinpumpe, mit Druckwindkessel ausgerüstet dient sie auch als Spritzpumpe zum Besprengen von Gärten und Wegen, wobei sie eine Wurfweite von etwa 12,0 m erreichen kann. Man kann damit bis etwa 7,0 m hochsaugen, wobei jedoch ein Fussventil im Saugrohr einzusetzen ist.

E. Pumpen mit vollständiger Drehung der Kolben oder die Kreiselpumpen.

Bei diesen Pumpen wird ein oder mehrere Kolben im Gehäuse ununterbrochen in voller Umdrehung erhalten, wodurch eine ununterbrochene Saug- und Druckwirkung sich ergiebt und die Flüssigkeitsbewegung im Saug- und Druckrohre

Digitized by Google

eine ganz gleichmässige ist, ohne dass hierzu Windkessel verwendet werden müssen. Ein weiterer Vorteil der stetigen Wirkungsweise liegt darin, dass die Arbeitsverluste geringere sind, als bei den Pumpen mit abgesetzter Kolbenbewegung und dass meist keine Saug- und Druckventile erforderlich sind. Ferner besitzen diese Art Pumpen geringes Gewicht und mässiges Raumbedürfnis, ihre Bewegungsteile sind leicht zugänglich und die Anschaffungskosten nicht teuer. Ein Hauptübel der Drehpumpen liegt jedoch darin, dass die Kolben, Schaufeln oder Flügel nicht ganz dicht gegen die Gehäusewand abschliessen können, damit die Bewegungswiderstände und die Abnutzung nicht zu gross werden. Durch diesen unvollkommenen Abschluss zwischen Saug- und Druckrohr ergeben sich um so grössere Flüssigkeitsverluste, je grösser die Druckhöhe wird. Mit Rücksicht auf die Druckhöhe ist demnach die zweckmässige Verwendung dieser Pumpen eine beschränkte.

Die Pumpen mit stetig drehendem Kolben lassen sich noch unterscheiden in solche, deren Kolben die Flüssigkeit einerseits ansaugen, andererseits fortdrücken, die sogenannten Kapselwerke, und in solche, welche durch die der Flüssigkeit erteilten Fliehkraft deren Hebung bewirken, die Schleuderpumpen.

Kapselpumpen oder Würgelpumpen.

1. Kapselpumpen mit einer Triebwelle. Dazu gehört die in Fig. 131 abgebildete. In dem cylindrischen Gehäuse bewegt sich um die Welle ein Kolben in Gestalt einer excentrischen Scheibe. Diese Scheibe bewegt sich innerhalb eines Ringes, der sie völlig umfasst, und der mit einem Schieber verbunden ist. Der Schieber bildet eine bewegliche Scheidewand, welche das Gehäuse in eine Saug- und eine Druckkammer teilt. Die Pfanne *c*, in welcher der Schieber hin- und hergleitet, schliesst auf elastische Weise wasserdicht ab.

Bei der Bewegung der Scheibe um die Welle schliesst die Scheibe und der Ring *b* dicht an das Gehäuse, so dass einerseits des Schiebers ein Saugen, andererseits ein Drücken entsteht und ein ziemlich gleichmässiger Erguss der Flüssigkeit in Saug- und Druckrohr stattfindet. Bei der Stellung des Kolbens, wo er die Pfanne *c* berührt, tritt für einen Augen-

Digitized by Google

blick der Missstand ein, dass der Saug- und Druckraum nicht von einander abgeschlossen sind und dadurch bei jeder Um-

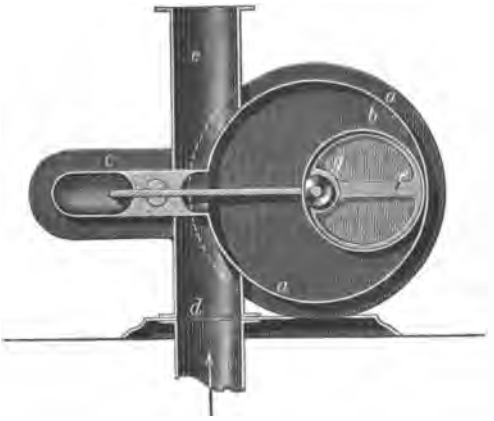


Fig. 131.

drehung eine kleine Störung des stetigen Saugens und Drückens veranlasst wird; die Aufstellung eines Windkessels in der Druckleitung ist daher zu empfehlen.

2. Kapselpumpen mit zwei Drehachsen. Die Kolben sind gleichsam Zähne zweier Räder, die in einem Gehäuse ineinandergreifen, dadurch saugen und drücken. Die Zahl der Zähne kann sehr verschieden und ihre Form sehr mannigfaltig sein.

Fig. 132.

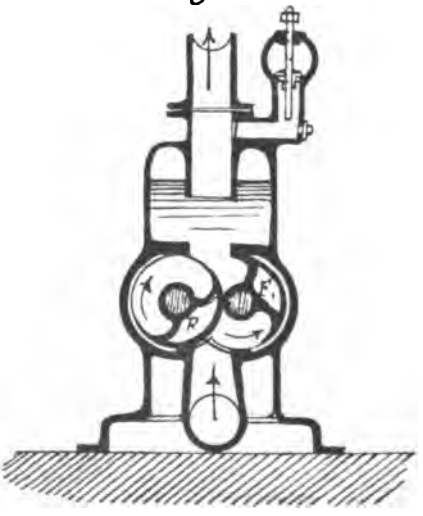


Fig. 132 zeigt eine solche Kapsel- oder Würgelpumpe mit zwei Zähnen. Zwei halbmondförmige Flügel FF_1 liegen nebeneinander und hat jeder einen äusseren, grossen und einen kleinen, inneren Cylindermantel. Der grosse Mantel des einen gleitet auf dem kleinen des

Digitized by Google

andern Kolbens, so dass beide Kolben sich stets berühren und gegeneinander abschliessen, wie sie auch gegen die Gehäusewand möglichst dicht abschliessen. Bei der Drehung der Kolben erweitert sich der Raum zwischen Kolben und Gehäuse gegen das Saugrohr und verengt sich gegen das Druckrohr. Die Wirkungsweise ist eine stetige, so dass ein Windkessel entbehrt werden kann.

Fig. 133 giebt die Ansicht einer Würgelpumpe mit Schwungrad für Handbetrieb und in folgender Tabelle XXXIX sind die Masse und Leistungen, sowie die Preise solcher Pumpen für Hand- und Maschinenbetrieb verzeichnet. Die Pumpen eignen

Fig. 133.

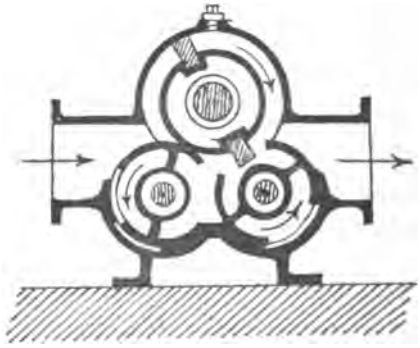


Fig. 134.

sich sowohl für kalte als heisse Flüssigkeiten, und für zähe und dickflüssige Stoffe; sie können bis zu einem Drucke von 3 Atmosphären verwendet werden. In der Tabelle ist der Kraftbedarf für eine Förderhöhe von 10 Meter angegeben.

Fig. 134 zeigt eine Würgelpumpe mit drei Zahnrädern, wovon das untere Räderpaar in gleicher, aber dem oberen Rade entgegengesetzten Richtung sich bewegt. Während der Umdrehung ist immer eines der unteren Räder mit dem oberen Rade in dichter Berührung, wodurch ein ständiger Abschluss zwischen Saug- und Druckrohr bewirkt wird. Die Umdrehungszahlen und Liefermengen für die verschiedenen Grössen dieser Pumpe sind annähernd dieselben wie die in folgender Tabelle XXXIX angegebenen.

Digitized by Google

Tabelle XXXIX.

Leistungen und Preise von Würgelpumpen.

	Lichtweite des Saug- und Druckrohrs, mm	Umdrehungen in d. Minute	Liefermenge in der Minute, Liter	Kraftbedarf in Pferdest. bei 10,0 m Förderhöhe	Preis in Mk.
Für Handbetrieb mit Schwungr., Fig. 133, Ausf. in Messing; in Eisen 60% billiger	30	75	35	0,08	100
	40	75	65	0,15	140
	50	60	100	0,25	220
	65	60	140	0,35	280
Für Maschinenbetr. mit zwei Riemenscheiben auf gusseiserner Fundamentplatte; die Pumpe in Messing.	30	200	100	0,25	120
	40	200	160	0,38	180
	50	200	320	0,76	250
	65	200	460	1,00	320
	100	200	500	1,25	
	150	160	1000	3,50	
	200	130	2000	6,25	
	250	100	3500	12,00	
	300	90	5000	17,00	

Anmerkung: Die Arbeitskraft eines Mannes an der Pumpe ist gleich 0,1 Pferdestärke zu rechnen.

Für die Pumpen mit ständig und ganz drehendem Kolben ergiebt sich die Fördermenge für eine Umdrehung im allgemeinen aus dem freien Rauminhalte zwischen zwei Kolben, vervielfältigt durch die Kolbenzahl.

Für die Pumpen mit einer Drehachse, wie Fig. 131, ist z. B. $M = z \cdot T\,(R^2 - r^2)\,\pi$, worin

R = Halbmesser des Gehäuses und

T = Tiefe des Gehäuses,

r = Halbmesser des Kolbens, sowie

z = eine Erfahrungszahl, welche von der Güte der Einrichtung und Ausführung der Pumpe abhängig ist und welche durchschnittlich zu 0,8 angenommen werden kann.

Für die Pumpen mit mehreren Kolben ist die Fördermenge M einer ganzen Umdrehung $M = m \cdot n$, worin n die Kolbenzahl und m die zwischen zwei Kolben eingeschlossene Flüssigkeitsmenge bezeichnet.

Digitized by Google

Die Kapselpumpen, Fig. 132, 133 und 134, haben ebenfalls $M = z \cdot T\,(R^2 - r^2)\,\pi$; die Erfahrungszahl z erreicht bei diesen Pumpen aber gewöhnlich einen höheren Wert, nämlich 0,90 bis 1,0. Je nach der Druckhöhe und der Länge der Saug- und Druckleitungen verringert sich noch der Wert von z.

Die Geschwindigkeit der Drehpumpen darf nur so gross sein, dass der Luftdruck auf den Saugspiegel im Stande ist, der Flüssigkeit im Saugrohre die erforderliche Geschwindigkeit zu erteilen, wie dies auch für die Pumpen mit geradlinig hin- und hergehendem Kolben schon auf Seite 8 u. 9 nachgewiesen wurde. Die Geschwindigkeit, d. h. die Umdrehungszahl der

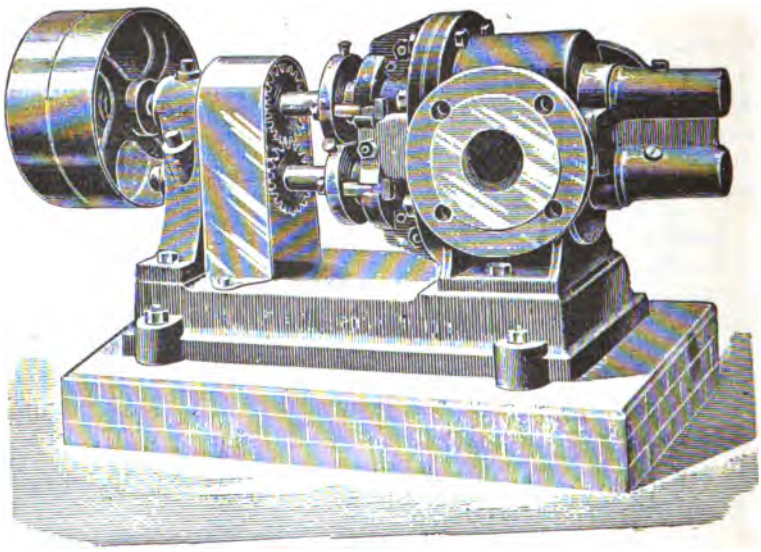


Fig. 135.

Pumpen kann um so grösser werden, je kleiner die Saughöhe und Saugrohrlänge und je grösser die Lichtweite des Saugrohrs ist.

Je gleichmässiger die Pumpen die Flüssigkeit in den Saug- und Druckröhren fördern, desto weniger ist ein Reissen der Flüssigkeitssäulen darin zu befürchten, deshalb ist nötigenfalls durch Aufstellung von Windkesseln nachzuhelfen.

Die Würgelpumpen werden vielfach zur Förderung von Bier, Wasser, Wein, Spiritus, Öl, sowie überhaupt für alle

Digitized by Google

dünnflüssigen, kalten oder heissen Stoffe verwendet und kann man die Pumpen für Handbetrieb bei sehr vielen Pumpenfabriken erhalten.

Die Maschinenfabrik J. E. Naeher in Chemnitz i. S. baut die Würgelpumpen als Spezialität; diese Pumpen haben nachstellbare Kolben, wodurch es möglich wird, auch dicke Flüssigkeiten mit Würgelpumpen fördern zu können, wie Papier- und Holzstoff, Zuckersäfte, Maische u. s. w. Die Saugfähigkeit beträgt 6 bis 7 m und die Druckfähigkeit soll bis 60 m gehen, gewöhnlich werden die Pumpen aber nur für Druckhöhen bis 30 m gebaut.

Fig. 135 ist die Abbildung von Naehers rotierender Pumpe für Riemenbetrieb, für kalte und heisse, dünn- und dickflüssige Stoffe; die Ausführung erfolgt sowohl in Eisen als auch für Säuren in Bronze. Die nachstehende Tabelle XL enthält alle Angaben über diese Pumpen, woraus zugleich hervorgeht, welche ausgedehnte Verwendung diese Pumpen mit Rücksicht auf die Fördermengen zulassen.

Tabelle XL.

Masse, Leistungen und Preise von Würgelpumpen für Riemenbetrieb.

Lichtweite des Saug- und Druckrohrs mm	Fördermenge in Liter für dünnflüssig	für dickflüssig	Umdrehungen in der Minute für dünnflüssig	für dickflüssig	Kraftbedarf für 10 cm Höhe Pferdest.	Fundamente Länge mm	Fundamente Breite mm	Gewicht in kg	Preise in Mk. Ausführung in Eisen	Ausführung in Phosphor-Bronze
40	75	40	350	200	0,26	300	230	32	190	310
50	120	70	350	200	0,30	370	260	45	230	365
65	280	170	325	200	0,70	455	300	94	360	530
80	350	220	290	190	1,00	475	320	130	440	650
100	500	350	250	180	1,25	570	340	180	550	890
125	800	550	220	160	2,00	790	370	300	820	1440
150	1000	750	165	130	2,50	940	410	480	1080	1900
175	1500	1000	145	100	3,75	1060	490	800	1470	2750
200	2000	1500	135	100	5,00	1080	500	1000	1800	—
225	2500	2000	110	90	6,50	1300	590	1300	2150	—
275	3500	2800	100	85	9,00	1500	710	2200	2950	—
325	5000	3800	90	70	12,50	1600	740	2900	—	—
400	8000	—	65	—	20,00	1600	1000	4700	—	—
500	12000	—	50	—	30,00	1700	1000	6700	—	—

Digitized by Google

Die Mehrzahl der Kreiselpumpen hat den Übelstand, dass sie zur Erzielung einer wünschenswerten Leistung mit sehr grossen Umdrehungszahlen (bis 350 in der Minute) laufen müssen. Dadurch wird nicht nur eine grössere Betriebskraft als bei langsam kreisenden Pumpen erforderlich, sondern auch die Abnutzung wird erhöht. Um nun eine möglichst kleine Umdrehungszahl zu erhalten, baut die Maschinenfabrik von Rich. Langensiepen in Magdeburg-Buckau sogenannte Parabelpumpen, deren Gehäuseumfang nicht kreisförmig, sondern aus drei Kurven zusammengesetzt ist (siehe Fig. 136).

Im Innern des Gehäuses ist eine Trommel excentrisch gelagert, die mit einem Schieberkolben versehen ist, welcher durch die Trommelachse hindurch genaue Seitenführung erhält und in dieser Führung bei der Drehung der Trommel sich hin- und herbewegt. Die Kurvenbildung des Gehäuseumfangs ist der Art, dass trotz der Excentrizität der Trommelachse dennoch jede Linie, senkrecht auf dieser Achse, von irgend einem Punkte der Gehäusewand zum gegenüberliegenden Punkte der Wand genau gleich lang ist. Der bewegliche Schieberkolben berührt also bei der Drehung der Trommel immer die einander gegenüberliegenden Teile der Gehäusewand. Die Trommel liegt am unteren Teile des Gehäuses durch eine Leder- oder Metall-Liderung dicht an und sperrt mit Hilfe des in der Trommel gleitenden Schieberkolbens, der an der Innenwand des Gehäuses dicht geführt wird, Saug- und Druckkanal von einander ab. Bei jeder Umdrehung der Trommel wird durch den gleitenden Schieberkolben eine zweimalige Füllung des zwischen Trommel und Wand vorhandenen excentrischen Raumes mit Flüssigkeit bewirkt. Sämtliche Bewegungen sind dabei zwangläufig.

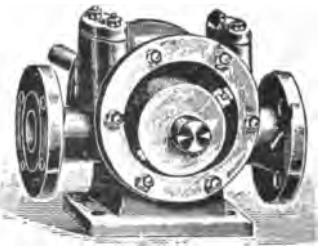


Fig. 136.

Die Pumpen eignen sich sowohl für dünne und dicke, sowie für kalte und heisse Flüssigkeiten; sie geben einen gleichmässigen, ununterbrochenen Auslauf, erfordern geringen

Digitized by Google

Aufstellungsraum und verhältnismässig wenig Kraft. Sie werden freistehend auf Grundplatte und als Wandpumpe auf einem Träger errichtet.

Sie werden für Lichtweiten der Saug- und Druckröhren von 25 bis 230 mm hergestellt, wobei sie mit 100 bis 50 Umdrehungen in der Minute in derselben Zeit 35 bis 1200 Liter Wasser liefern; der Preis dieser Pumpen schwankt zwischen 155 bis 1500 Mk., wenn sie in Eisen, und von 260 bis 2750 Mk., wenn sie in Metall ausgeführt sind. Für die Förderung dicker Flüssigkeiten, wie Syrup, Maische u. dgl. ist die Fördermenge um 25 % geringer als oben angegeben. Bei Förderhöhen über 10,0 m ist die Aufstellung von Windkesseln nötig.

In sehr vervollkommneter Bauweise werden die Würgelpumpen oder Kreiskolbenpumpen von C. H. Jaeger & Co. in Leipzig-Plagwitz hergestellt und als „Jaegerpumpen“ bezeichnet.

Die Jaegerpumpe unterscheidet sich in einigen wesentlichen Punkten von anderen Pumpen; die Jaegerpumpe hat keine Teile, welche wie Walzen aufeinanderrollen oder wie Zahnräder sich abwickeln, also in Linien sich berühren, denn diese Linienberührung ist bei den Jaegerpumpen beseitigt. Die beiden kreisenden Körper der Jaegerpumpe sitzen auf zwei Stahlachsen fest; beide Körper dichten ausschliesslich gegen die Cylinderwand mit ausgedehnten mehrfachen Cylinderflächen, gehen aber aneinander vorbei mit Zwischenräumen von 1 bis mehrere Centimeter. Nur der angetriebene Arbeitskolben verrichtet Arbeit, der zweite langsam umlaufende Körper steuert nach Art eines entlasteten Rundschiebers, ohne Kraft zu gebrauchen.

In derselben Richtung, in der sich die Antriebsachse bewegt, strömt auch das Wasser in gleichmässigem Strahle ohne Zuhilfenahme von Ventilen, Windkessel oder Schwungrad. Es empfiehlt sich, bei Dauerbetrieb 30 m grösste Förderhöhe anzunehmen. Für zeitweiligen Betrieb, z. B. für Feuerlöschzwecke, Springbrunnen u. dgl. sind 70 m Förderhöhe zulässig. Bei Förderhöhen über 30 m empfiehlt sich das Hintereinanderschalten zweier gleich grossen Pumpen.

Digitized by Google

Die Jaegerpumpe fördert die Flüssigkeit zwangläufig, die Druckleitung muss daher stets geöffnet sein. Auch kann die Wassermenge durch Drosselung nicht geregelt werden. Zur

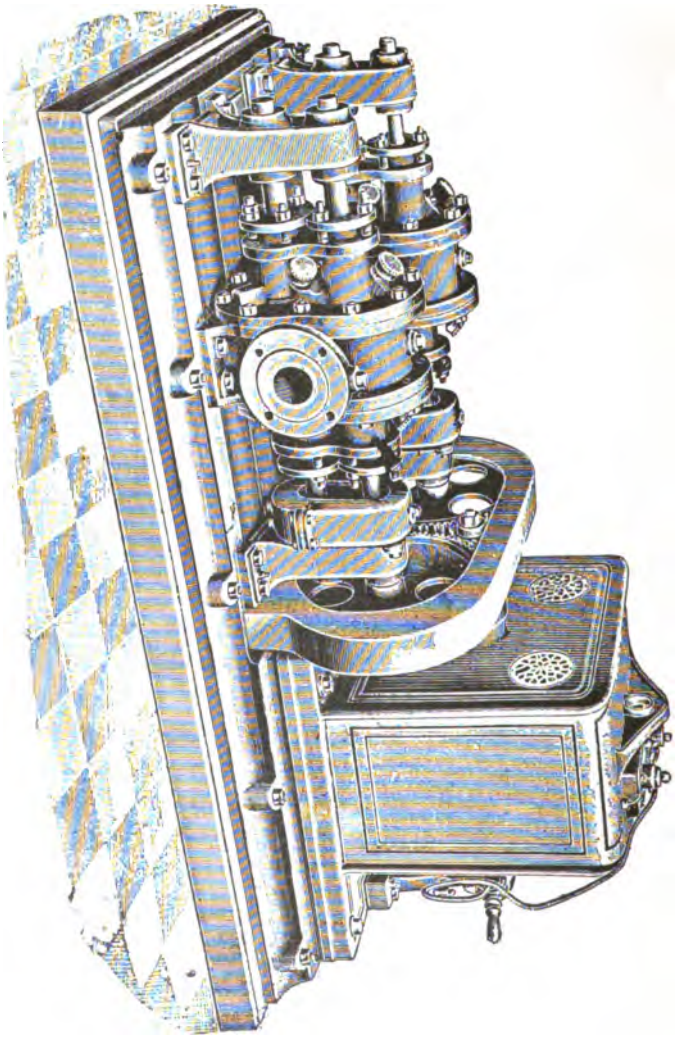


Fig. 136a.

Regeluug von Transmissionspumpen ordnet man entweder eine Stufen-Riemenscheibe an, oder man verbindet die Druckleitung mit der Saugleitung durch ein Umgangsrohr mit eingeschaltetem

Digitized by Google

Hahn, Ventil oder Schieber. Diesem Umgangsrohr giebt man einen Querschnitt, der aus folgender Zusammenstellung hervorgeht:

Druckhöhe der Pumpe	5	10	15	20	30	40	50 m
Querschnitt d. Umgangsrohres	1/3	1/5	1/10	1/12	1/15	1/18	1/20

vom Querschnitte des Druckrohres.

Statt dieses Umlaufsrohr in die Saugleitung zu führen, kann man es auch in den Saugbehälter zurückleiten und bringt dann am Fussende ein Schwimmerventil an, das sich öffnet, sobald das Wasser seinen tiefsten Stand erreicht.

Die Jaegerpumpen eignen sich vorzüglich auch für elektrischen Antrieb und ist in Fig. 136a eine Doppelpumpe mit Elektromotor für grosse Förderhöhen abgebildet. Die Jaegerpumpen werden für Fördermengen von 80 bis 14000 Minutenliter gebaut, wobei die Pumpen 250 bis 60 Umdrehungen in der Minute machen, eine Rohrweite von 35 bis 550 mm bedürfen. Die Länge der Pumpen bewegt sich dabei von 740 bis 4500 mm und ihr Gewicht zwischen 100 bis 8500 kg.

Der Preis für die Pumpe samt fester und loser Riemenscheibe steigt von 220 bis 9000 Mk.

Werden die Pumpenteile, welche mit der Flüssigkeit in Berührung kommen, aus Phosphorbronze hergestellt, so erhöht sich der Preis um das Doppelte.

II. Abschnitt.

Schleuder- oder Centrifugal-Pumpen.

Diese Pumpen mit ständig um eine Achse sich drehenden Kolben, welche aus einer Anzahl um die Welle angeordneter Schaufeln bestehen, wirken einerseits ansaugend, andererseits wird durch die Drehbewegung, in welche die Flüssigkeit versetzt wird, dieser auch eine Fliehkraft verliehen, wodurch sie, sowie auch durch den Schaufeldruck, im Steigrohre aufwärts

Digitized by Google

getrieben wird. Ist das Gehäuse der Pumpe mit den sich anschliessenden Schaufeln cylindrisch gestaltet, so ist vorwiegend die Fliehkraft am Fördern der Flüssigkeit beteiligt; je mehr aber das Gehäuse Kegelgestalt erhält, desto mehr kommt auch die Druckkraft der Schaufeln für die Förderung zur Wirkung. Die Fliehkraft wächst mit der Umdrehungsgeschwindigkeit, welche von der Umdrehungszahl und der Grösse des Raddurchmessers abhängig ist; die Steighöhe, auf welche die Schleuderpumpen fördern können, ist daher nicht nur durch den nötigen Spielraum zwischen Schaufelkante und Gefässwand, sondern auch durch die möglichen Umdrehungszahlen und Raddurchmesser beschränkt. Gewöhnlich geht die Steighöhe bis etwa 15 m, kann aber auch bei guten Pumpen 25—40 m erreichen; die Saughöhe ist auch höchstens 7—8 m. Die Bewegung der Flüssigkeit im Saug- und Druckrohre ist eine ununterbrochene und gleichmässige. Um bei Inbetriebsetzung einer Schleuderpumpe das Ansaugen zu beschleunigen, wird das Saugrohr durch eine am Pumpengehäuse angebrachte Öffnung mit Schlussschraube mit Flüssigkeit gefüllt und zu diesem Zwecke das untere Ende des Saugrohres mit einer Rückschlagklappe, das obere mit einer Luftschraube ausgerüstet.

Ein grosser Vorzug der Schleuderpumpen ist, dass sie gegenüber unreinen, schlammigen Flüssigkeiten nicht sehr empfindlich sind, geringes Raumbedürfnis haben, sowie billige Anschaffungskosten, überall leicht aufgestellt und befestigt werden können. Ausserdem eignen sich dieselben sehr für wechselnde Fördermengen und Förderhöhen. Im allgemeinen ist die Lage der Radachse eine wagerechte; ausnahmsweise ist die Lage, bei kleinen Druckhöhen, auch eine senkrechte. Bezüglich der allgemeinen Bauweise der Schleuderpumpen ist zu bemerken, dass dieselben entweder einen oder zwei Einläufe, von jeder Seite einen, erhalten; dass die Schaufeln ohne Seitenwände ganz frei im Gehäuse kreisen, oder dass sie mit Seitenwänden fest verbunden sind und demnach nur die Vorderkanten am Gehäuse streifen; ferner, dass die Schaufeln von der Welle bis zum Gehäuse gleiche Breite haben, oder dass die Breite von der Welle nach dem Gehäuse abnimmt.

Digitized by Google

Fig. 137, 138 u. 139 zeigt eine Schleuderpumpe mit einseitigem Einlaufe E an dem zweiteiligen Gehäuse B,

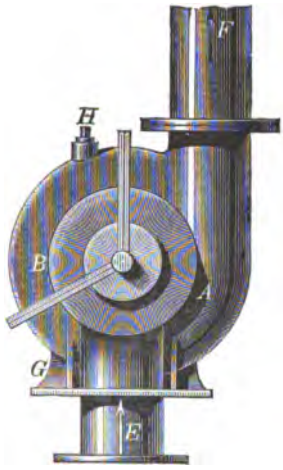


Fig. 137.

Fig. 138.

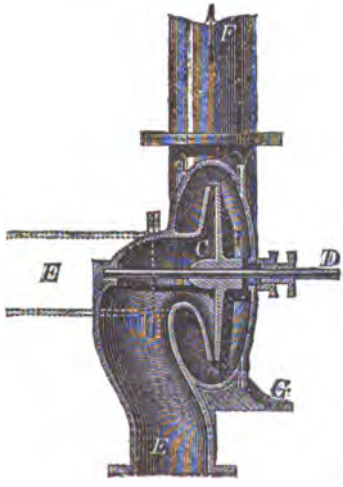


Fig. 139.

in welchem sich das Schaufelrad C an der Welle D bewegt. Der eine Teil des Gehäuses ist mit dem feststehenden Teile mittels Flanschen verbunden, so dass er nach Bedarf abgenommen werden kann; in Fig. 137 bildet der abnehmbare Gehäuseteil B einen Kreisausschnitt, während er in Fig. 138 konzentrisch mit dem Gehäuse kreisförmig gestaltet ist.

Fig. 140 zeigt eine Schleuderpumpe mit einseitigem Einlaufe und seitlich offenem Rade, sowie mit nach aussen sich verjüngender Radbreite; die Schaufeln sind rückwärts gekrümmt; das Gehäuse ist schneckenförmig gestaltet und mit zunehmendem Querschnitte; an der

Digitized by Google

Stelle nächst dem Druckrohre schliesst das Rad möglichst dicht an die Gehäusewand. Die Flüssigkeit tritt von der Mitte aus strahlenförmig in das Rad, welches bis 420 Umdrehungen in der Minute macht und dabei 3,5 cbm Flüssigkeit in der Minute 2,5 m hoch fördert.

Durch Fig. 141 ist eine Doppelpumpe der bekannten Spezialfirma für Schleuderpumpen, Brodnitz & Seydel in Berlin N., am Weddingplatz, dargestellt. Die Pumpe, die sich für grosse Förderhöhen eignet, hat zweiseitig geschlossene nach aussen sich verjüngende Schaufelräder und einseitigen Einlauf. Die angesaugte Flüssigkeit tritt bei *A* in das Gehäuse des Rades I, von wo sie durch das Rad in eine Leitung *C* gedrückt wird, welche sie dem zweiten Rade zuführt; das Rad II drückt

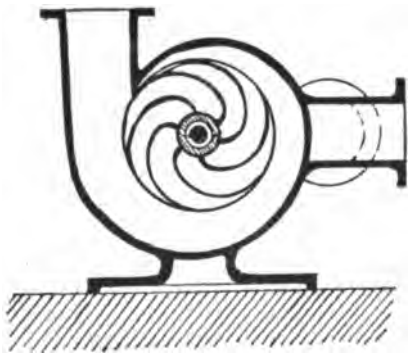


Fig. 140.

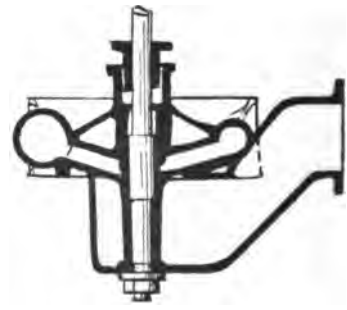


Fig. 140a.

in das Steigrohr *F*. Durch diese geteilte Arbeit hat jede einzelne Pumpe nur die Hälfte der Förderhöhe zu überwinden und die Doppelpumpe hat deshalb für ein und dieselbe Förderhöhe eine geringere Umdrehungsgeschwindigkeit als die einfache Pumpe, oder umgekehrt, bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit können die Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpen auf beträchtlich grössere Höhe fördern als die einfachen Pumpen.

Mit den Schleuderpumpen können reine und unreine, dünn- und dickflüssige Stoffe, Papierstoff, Maische, Syrup, Schlamm und Schlick gefördert werden; selbst feste Körper,

Digitized by Google

wie Sand, Erde, Steine u. dgl. können unter Beimengung von Wasser durch Schleuderpumpen gehoben werden.

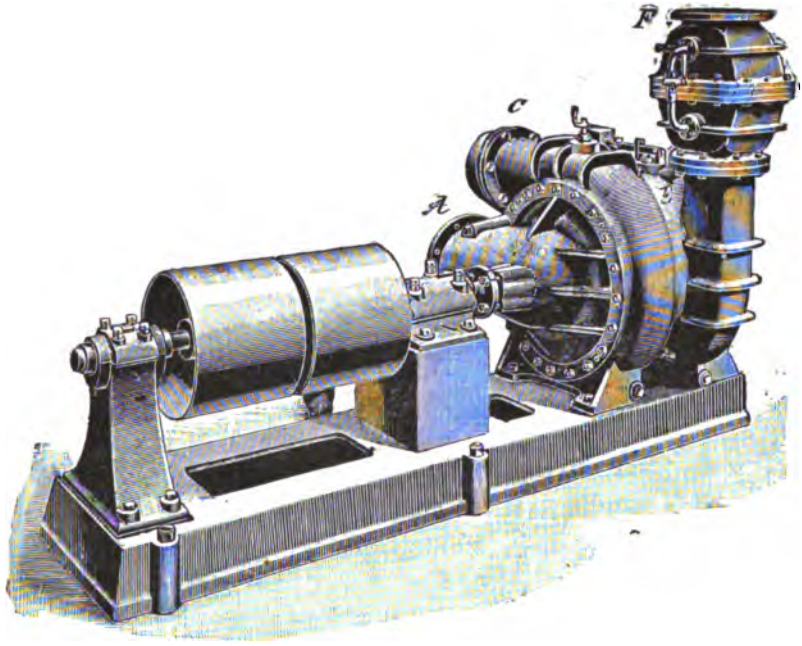


Fig. 141.

Fig. 142 zeigt eine Centrifugal- oder Schleuderpumpe von Brodnitz & Seydel, die mit einem Klappdeckel ver-

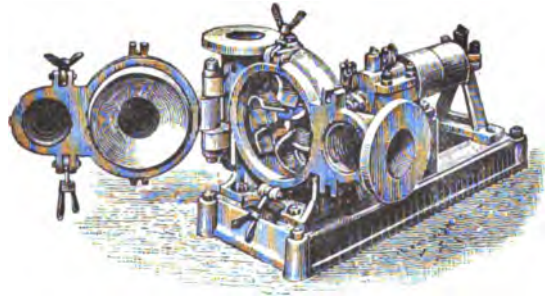


Fig. 142.

sehen ist, welcher auf leichte Weise gestattet, das Innere der Pumpe nach Bedürfnis öfter zu reinigen, was bei Förderung

Digitized by Google

verschiedener Flüssigkeiten von Vorteil ist, wie z. B. bei den Schlammpumpen der Kläranlagen der städtischen Schmutzwasser. Bei dicken, leicht absetzenden Flüssigkeiten mit vielen fremden Beimengungen ist es zweckmässig, ein langsam drehendes Rührwerk in den Pumpensumpf einzubauen, um gleichmässige Förderung zu sichern und Verstopfungen in Pumpe und Rohrleitungen zu verhüten. Diese Klappthürenpumpen werden für Lichtweiten des Saug- und Druckrohres von 50 bis 200 mm mit Lieferungen von 150 bis 4000 Liter in der Minute gebaut, auf 2 Lagerböcken und mit einer Riemenscheibe, wofür der Preis von 270 Mk. auf 1900 Mk. steigt. Die Umdrehungsgeschwindigkeit hängt von der Natur der Flüssigkeit, von der Förderhöhe, sowie von der Länge der Rohrleitung ab.

Die Pumpen mit Förderhöhen bis 15 m werden auch mit festem Gehäusedeckel hergestellt, der seitlich angebracht ist. Nach der äussern Ansicht meiner Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpe von Brodnitz & Seidel, wie die Fig. 141, tritt das Wasser in die der Riemenscheibe zunächst liegende Seite der Pumpe ein. Infolge der geringeren Umdrehungsgeschwindigkeit der Doppelpumpen ergeben sich geringere Reibungswiderstände und deshalb arbeiten sie vorteilhafter als die einfachen Hochdruckpumpen. Man kann eine Doppelpumpe auch dadurch herstellen, dass man zwei einfache Hochdruckpumpen miteinander verbindet, so dass die Druckmündung der einen mit der Saugmündung der anderen Pumpe zusammenhängt; diese Vereinigung ist aber keine so gedrungene und innige wie die, wenn zwei Pumpen wie in Fig. 141 (S. 251) zusammengebaut werden, und sie kann daher auch nicht die Vorteile bieten wie diese. Folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über diese Doppelpumpen.

Die Maschinenfabrik von R. Wolf in Magdeburg liefert ebenfalls Schleuderpumpen von grösster Leistungsfähigkeit, sowohl für den gewöhnlichen Bedarf bis zu 10,0 m Förderhöhe als auch bis zu 30,0 m Förderhöhe. Die Pumpen für 80 und 100 mm Rohrdurchmesser erhalten 1 Lager für die Kreiselwelle, alle grösseren Pumpen werden mit 2 Lagern versehen, zwischen welchen die Antriebswelle angeordnet ist. Die Hochdruckpumpen von R. Wolf sind zwar nur einfache, laufen aber

Digitized by Google

Tabelle XLI.

Maasse, Leistungen und Preise der Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpen.

Fördermenge in Min., Liter	150	150	300	300	600	600	1200	2400	3600	5000
Lichtweite des Saug- und Druckrohrs in mm . .	50	50	80	80	100	100	150	200	250	300
Preis der vollständigen Pumpe mit Grundplatte, Riemenscheibe, doppelter Lagerbock und Stahlwelle	370	660	550	860	750	1050	1350	1900	2700	4000

noch mit mässiger Umdrehungszahl; für Förderhöhen von mehr als 30 m werden zwei einfache Pumpen zu einer Zwillingspumpe vereinigt, so dass das von der einen Pumpe angesaugte und fortgedrückte Wasser dem Saugrohre der zweiten Pumpe zugeführt wird, um von dieser dem Druckrohre zugeleitet zu werden. In Fig. 143 ist eine Schleuderpumpe für Mitteldruck bis zu 10,0 m und in Fig. 144 eine solche für Hoch-

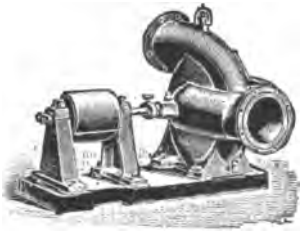


Fig. 143.

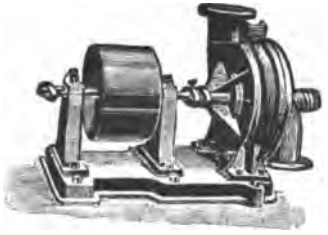


Fig. 144.

druck bis zu 30 m abgebildet und Tabelle XLII enthält die Masse und Preise dieser Pumpen.

Wenn die Schleuderpumpen schwachsaure Flüssigkeit zu heben haben, wie Wein, Lohwasser u. dgl., dann werden das Gehäuse, das Schaufelrad, sowie die Welle aus Rotmetall hergestellt. Die Wellen kleinerer Schleuderpumpen sind ganz aus Rotmetall und die Wellen grösserer Pumpen aus Stahl mit Rotmetallüberzug.

Für stark saure Flüssigkeiten, wie die Sulfitlaugen der Papierstoff-Fabriken, liefern Brodnitz & Seydel Schleuderpumpen, deren Gehäuse und Schaufelrad aus Hartblei hergestellt

Digitized by Google

Tabelle XLII.

Maasse, Leistungen und Preise von Schleuderpumpen für Mittel- u. Hochdruck.

Lichtweite d. Saug- u. Druckrohrs, mm	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400
	1. Mitteldruckpumpen.										
Fördermengen minutlich, Liter . .	650	1100	1800	2800	3800	5000	6400	8000	11500	14000	17000
Preis der Pumpe nebst Saugkorb und Fussventil .	350	400	500	600	700	800	950	1150	1500	1800	2100
	2. Hochdruckpumpen.										
Fördermengen minutlich, Liter . .	—	1000	1500	2300	3000	4000	5000	6300	9000	12000	15000
Preis der Pumpe nebst Saugkorb und Fussventil .	—	490	590	690	800	1000	1200	1400	1800	2400	3000

werden, während die Welle innerhalb des Gehäuses einen Rotmetallüberzug hat. Um das Eindringen von Säuren in die Grundbüchsen zu verhindern, sind Fettpressen mit Hähnen angebracht, wodurch von Zeit zu Zeit ein mineralisches, durch Säure nicht angreifbares Fett in die Grundbüchsen eingepresst wird, besonders vor jedesmaligem Anhalten der Pumpen. Zur weiteren Sicherung der Welle ist an den Stopfbüchsen ein Wassereinspritzungs-Röhrchen vorgesehen, durch welches eine geringe Wassermenge aus einer Wasserleitung mit höherem Druck in die Grundbüchsen andauernd eingeführt werden kann.

Die wagerecht laufenden Schleuderpumpen, mit senkrechter Welle, liegen gewöhnlich im Saugwasser, bedürfen deshalb auch keines Saugrohres; sie sind stets gefüllt, weshalb sie auch sofort in Betrieb gesetzt werden können. Sie erfordern nur wenig Aufstellungsraum und lassen sich daher für Tiefbrunnen vorteilhaft verwenden, wie auch für Entwässerungs- und Bewässerungsanlagen. Mündet das Ausgussrohr einer wagerechten Schleuderpumpe unter dem Oberwasserspiegel, so muss vor die Mündung oder in dasselbe eine Rückschlagsklappe gesetzt werden, weil sonst bei dem Stillstande der Pumpe und gefülltem Ausgussrohre ein Rücklauf des Wassers infolge Heberwirkung stattfinden kann.

Digitized by Google

Je nachdem die Schleuderpumpen reine oder mit Fremdkörpern, wie Sand, Faserstoffen, Stroh, Holz und sogar Steinen vermischte Flüssigkeiten zu hebenhaben, erhalten sie zur Vermeidung von Störungen noch verschiedene Einrichtungen. Gegen das Eindringen von Sand werden Schmierpressen mit Hahn angebracht, wie bei den Säurepumpen, sowie auch Vorrichtungen zum Einspritzen reinen Wassers in die Büchsen und in die Seitenkammern der Schaufelräder. Ist der Sandgehalt des Wassers ein sehr grosser, so werden die Schaufelräder und der Abschlussring aus bestem Stahlguss hergestellt. Beim Vorkommen von Fasserstoffen werden die Wellen derart gelagert, dass sie mit der Flüssigkeit gar nicht in Berührung kommen und eine Umwickelung durch diese Stoffe nicht möglich ist. Vor Ingangsetzung der Schleuderpumpen müssen sie, samt dem Saugrohre, das ein Fussventil haben muss, mit Wasser gefüllt werden. Diese Füllung geschieht durch die an dem Pumpengehäuse angebrachte Füllöffnung oder durch das Steigrohr, indem man hier Wasser eingiesst oder einpumpt. Bei grossen Pumpen und langen Saugleitungen ist dies eine zeitraubende, beschwerliche Arbeit, weshalb man da, wo Dampf zur Verfügung steht, die Dampfexhaustoren anwendet, welche mit der Füllöffnung der Pumpe in Verbindung gebracht werden; das Steigrohr muss in diesem Falle mit einem Rückschlagventile versehen sein. Sobald Dampf durch den Exhaustor strömt, wird die Luft aus der Pumpe und dem Saugrohre dadurch abgesaugt und zugleich das Wasser zur Füllung angesaugt. Bei 4 Atmosphären Dampfdruck erzeugt der Exhauster eine Luftleere von 8,0 m Wassersäule. Um das Fortschreiten der Füllung bis zum Schlusse beobachten zu können, bringt man am Saugrohre oder unter dem Exhaustor einen Wasserstandszeiger von entsprechender Höhe an.

Ist das Druckrohr heberförmig gestaltet, so dass dessen Scheitelpunkt zwischen der Pumpe und der Ausgussmündung des Druckrohres liegt, so muss in diesem Scheitelpunkte ein Lufthahn angebracht werden, durch welchen die von Zeit zu Zeit sich hier sammelnde Luft entfernt werden kann. Kann man hier auch gleich den Exhaustor anbringen, so ist man im Stande, durch den Exhaustor die angesammelte Luft absaugen zu lassen.

Digitized by Google

Statt eines Dampfexhaustors kann man auch eine Wasserstrahlpumpe zum gleichen Zwecke verwenden, wenn man Druckwasser zur Verfügung hat.

Häufig ändert sich die Förderhöhe während des Betriebes einer Schleuderpumpe, wie z. B. wenn das Wasser aus Gruben oder Brunnen entnommen wird, oder auch aus Flüssen, die wechselnden Wasserstand haben. Mit Zunahme der Förderhöhe vermindert sich die Umdrehungszahl und damit die Wasserlieferung; mit Abnahme der Förderhöhe tritt das Gegenteil ein. Wird die Pumpe von einer eigenen Dampfmaschine betrieben, so kann mittels Dampfregelung auch die Umdrehungszahl der Pumpe der gleichbleibenden Wasserförderung entsprechend geregelt werden. Ist jedoch die Umdrehungsgeschwindigkeit der Betriebswelle eine unveränderbare, so muss die Umdrehungszahl der Pumpe für die höchstmögliche Förderhöhe eingerichtet werden. Nimmt in diesem Falle die Förderhöhe ab, so nimmt die Fördermenge wegen der stets gleichbleibenden Umdrehungszahl zu, und damit auch die Betriebsarbeit. Um dies zu vermeiden, wird durch einen Absperrschieber in der Druckleitung der Durchflussquerschnitt soviel verringert, dass die dadurch erzeugte grössere Widerstandshöhe die Verminderung der Förderhöhe ausgleicht.

Ist aber die Förderhöhe unveränderlich, dagegen Fördermenge veränderlich, so kann man auch in diesem Falle die Leistung der Pumpe durch Drosselung des Wasserlaufes in der Pumpenleitung regeln. Statt der Regelung von Hand mittels Schieber kann man auch für beide Fälle selbstthätige Vorrichtungen anbringen, nämlich entweder ein Schwimmerventil am Ausgussende des Druckrohres oder ein solches am Fussende des Saugrohres.

Bei tiefen Baugruben, wie z. B. bei dem Baue von Schiffahrtskanälen, ferner bei Lehm- und Braunkohlengruben ist es zweckmässig, die Schleuderpumpe nicht auf eingerammten Pfählen zu befestigen, sondern die Pumpe samt den dazu gehörigen Rohrleitungen auf einem Holzroste zu lagern, welcher aus Langschwellen, verbunden mit Querhölzern, besteht und auf die Böschung der Grube gebettet wird, wie Fig. 145 zeigt. Die Pumpe wird dadurch dem Einflusse von Erd-

Digitized by Google

rutschungen und Unterspülungen entzogen und die Tieferlegung der Pumpe, die mit fortschreitender Vertiefung der Gruben nötig wird, kann leicht bewirkt werden. Für Gruben von geringer Tiefe erhält die Pumpe selbst festen Standort und nur das Saugrohr wird, dem Bedürfnis entsprechend, zeitweise verlängert; für Gruben grösserer Tiefe entspricht die Anordnung der Fig. 145. Das Ausguss- oder Steigrohr ist hier nach unten, das Saugrohr nach oben gelegt, um das Steigrohr auf dem Roste bequem befestigen zu können. Wegen der grossen

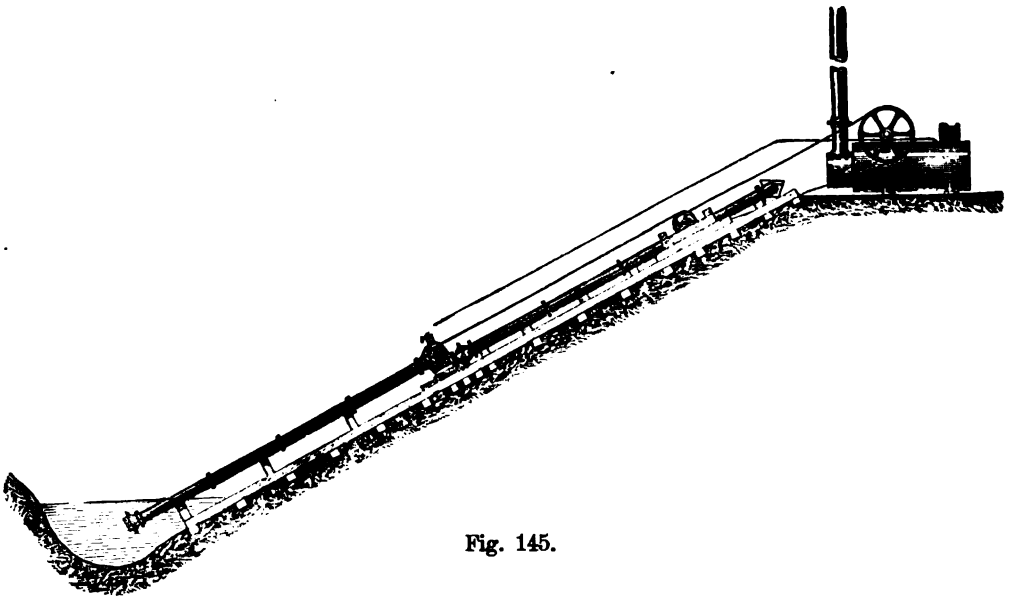


Fig. 145.

Entfernung der Pumpe von der Lokomobile ist für die Riemenübertragung die Anwendung eines oder mehrerer Zwischenvorgelege notwendig.

Bei dem Baue des Nordostsee-Kanales sind derartige Pumpenanordnungen für Förderhöhen von 10 bis 25 m in grosser Anzahl angewendet worden; Brodnitz & Seydel haben sie für verschiedene Zementfabriken und Ziegeleien für grosse Pumpen und bis 25 m Förderhöhe zur Ausführung gebracht.

Digitized by Google

Berechnungsweise der Maasse und Leistungen der Schleuderpumpen.

Für die Saugwirkung gilt auch hier, dass der Druck der atmosphärischen Luft, der mit A in m Wassersäule bezeichnet wird, grösser ist als die Summe aus der Saughöhe Hs, aus der Geschwindigkeitshöhe $\frac{Ss^2}{2g}$ zur Erzeugung der Geschwindigkeit Ss im Saugrohre, und aus der Summe der Widerstände für das Saugrohr, die mit Ws bezeichnet werden. Es ist demnach

$$1) \quad A > Hs + \frac{Ss^2}{2g} + Ws.$$

Der Druck, unter welchem das Wasser noch im Gehäuse anlangt, ist sodann Hg,

$$2) \quad Hg = A - \left(Hs + \frac{Ss^2}{2g} + Ws\right).$$

Die angesaugte Flüssigkeitsmenge Q in der Sekunde ist:

$$Q = \pi/4 \cdot Ss \cdot Ds^2 \text{ und } Ds = 1{,}12838 \cdot \sqrt{\frac{Q}{Ss}}.$$

Bei der gleichmässigen Bewegung der Flüssigkeit im Saugrohre kann man Ss bis zu 2,0 m für kurze Leitungen annehmen, für lange Saugleitungen, den zunehmenden Reibungswiderständen entsprechend, aber kleiner als 2,0 m; ausserdem muss Ss immer der obigen Formel 1) entsprechen.

Damit der Eintritt der Flüssigkeit in das Rad stossfrei erfolgt, muss die Eintrittsgeschwindigkeit Se im Quadrate gleich sein der Summe der Quadrate aus der Umfangsgeschwindigkeit Su am innern Halbmesser des Schaufelrades und der Geschwindigkeit St, mit welcher die Flüssigkeit bei dem Eintritt sich längs der Schaufel bewegt, also $Se^2 = Su^2 + St^2$, und die Fördermenge ist

$$Q = \left(2\pi \cdot Ri - Z \cdot \frac{d}{\sin \alpha_1}\right) \cdot Bi \cdot Se,$$

worin bezeichnet:

Ri = innerer Halbmesser des Rades,
Z = Anzahl der Schaufeln,

Digitized by Google

d = Dicke der Schaufeln,
α_1 = Tangentenwinkel der Schaufeln am Eintritt,
Bi = innere Radbreite,
Se = Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit.
Zweckmässig ist $Se = Ss$ und man erhält

$$\pi/4\ Ds^2 = \left(2\pi\, Ri - Z \cdot \frac{d}{\sin \alpha_1}\right) Bi.$$

Setzt man die Weite des Eintrittskanales

$$Dk = \frac{2\pi \cdot Ri}{n} \cdot \sin \alpha_1 - d, \text{ dann ist auch}$$
$$Q = n \cdot Bi \cdot St \cdot Dk.$$

Der innere Radhalbmesser wird gewöhnlich $Ri = 0{,}6\ Ds$ angenommen, wenn das Saugrohr zweiseitig einmündet, ebenso auch für einseitige Zuführung.

Bei gut ausgeführten Pumpen, welche mit den Schaufeln fest verbundene Seitenwände haben, kann die ins Steigrohr geförderte Flüssigkeitsmenge Qf den Wert von 0,9 Q in der Sekunde erreichen, wenn die Förderhöhe unter 10,0 m bleibt; im allgemeinen ist jedoch eine Nutzförderung von nur 0,70 Q anzunehmen, welche bei grösseren Förderhöhen als 10,0 m auch auf 50 bis 60 % der durch das Rad gehenden Flüssigkeitsmenge herabgehen kann.

Die Geschwindigkeit, welche im Steigrohre erreicht werden kann, ist von der Geschwindigkeit abhängig, welche der Radumfang am Ende des äusseren Radhalbmessers erreicht, indem

$$Sa = {}^1/_2 \cdot \sqrt{2g(H + Wd)} = 2{,}2147 \sqrt{H + Wd},$$

worin $H = Hs + Hd$ = Förderhöhe und Wd = Widerstandshöhen, die sich im Rade und im Druckrohre ergeben; letztere sind von der Länge und Lichtweite des Druckrohres abhängig.

Die minutlichen Umdrehungen n des Rades erhält man durch

$$n = 9{,}55 \cdot \frac{Sa}{Ra},$$

worin Ra den äusseren Radhalbmesser bedeutet; gewöhnlich macht man $Ra = 2 \cdot Ri$, bei grossen Rädern $Ra = 3{,}0$ bis $3{,}5 \cdot Ri$ und $Sa = 2{,}2147 \sqrt{H + Wd}$.

Digitized by Google

Die Umdrehungszahl wird danach für grössere Radhalbmesser kleiner, und durch Verkleinerung des Rades erhält man grössere Umdrehungszahlen.

Die Pumpengehäuse werden aus Gusseisen angefertigt und müssen, ihrer Flächenausdehnung und der Druckhöhe entsprechend, genügende Wandstärken und Rippenverstärkungen von aussen erhalten. Die Einmündung des Saugrohrs und die Ausmündung des Druckrohres müssen derartig bemessen und geformt sein, dass die Wasserströmung in und aus dem Rade von einer Richtung in die andere allmählich übergeht und dabei möglichst geringe Geschwindigkeitsänderungen, die mit Druckverlusten verbunden sind, eintreten.

Die Schaufeln werden gewöhnlich gegossen aus Messing, Eisen und Stahl; für saure Flüssigkeiten werden sie auch aus Blei oder Hartgummi hergestellt; Schaufeln aus Eisen- oder Kupferblech müssen gut versteift und vor allem mit Seitenwänden fest verbunden werden. Für wechselnde Fördermengen und Förderhöhen hat man die Schaufeln auch mit verstellbarer Breite eingerichtet. Die Form der Schaufeln ist je nach der Bestimmung eine verschiedene; sie bestehen teils aus ebenen, radial gestellten, oder vor- sowie rückwärts gekrümmten Flächen.

Im allgemeinen ist die Lage der Welle eine wagerechte; wird dieselbe senkrecht gestellt, so liegt das Rad im Saugwasser, oder, wenn es über dem Saugwasserspiegel liegt, bildet das Saug- und Druckrohr zusammen einen Saugheber, in dessen Scheitelpunkt die Pumpe eingeschaltet ist: die Ausmündung des Druckrohres liegt in diesem Falle tiefer als der Saugwasserspiegel. Die Entlüftung und Füllung der Heberleitung wird entweder durch eine Luftpumpe oder einen Dampf- oder Wasserstrahlapparat bewirkt. Bei kleinen Schleuderpumpen wird die Auffüllung der Pumpe und Saugleitung vor der Ingangsetzung am einfachsten durch Eingiessen des Wassers unter Benutzung eines Fülltrichters mit Hahn bewirkt, der an Stelle des Füllpfropfens aufgeschraubt wird. Die Schaufeln bestehen gewöhnlich aus einem Gussstücke; um jedoch die Betriebsarbeit auf ein möglichst geringes Mass zu bringen, werden die Schaufeln der Patent-Schleuderpumpen von

Digitized by Google

Brodnitz & Seydel aus zwei Hälften zusammengesetzt. Hierdurch ist es möglich, den Schaufeln geringere Stärken, glattere Wände und feinere Formen zu geben, sowie überhaupt alle Abmessungen den jedesmaligen Anforderungen besser anzuschmiegen. Die Wirkung dieser Schaufelräder ist eine günstigere, ausserdem sind die Durchflusswiderstände im Pumpengehäuse und in den Rohrleitungen durch reichliche Abmessungen möglichst herabgemindert, so dass die Leistung der Patent-Schleuderpumpen eine höchst vollkommene ist. Sie werden für Wasserlieferungen von 200 bis 15000 Minutenliter gebaut, wobei sie für 15 m Förderhöhe 2200 bis 700 Umdrehungen in der Minute machen.

Die Aufstellung der Schleuderpumpen hat auf einer standfesten Unterlage zu geschehen; die Grundplatte der Pumpe muss satt aufliegen, damit durch die Befestigung auf der Unterlage diese Grundplatte nicht verspannt wird und die Pumpenwelle nach der Befestigung sich noch ebenso leicht umdreht als vorher. Antriebswelle und Pumpenwelle müssen genau parallele Lage zu einander haben, ausserdem erhält der Betriebsriemen das Bestreben nach einer Seite zu laufen und Riemenscheibe nebst Welle mit sich zu ziehen.

Die Breite der Betriebsriemen ergiebt sich aus der Gleichung: $B = \frac{3000 \cdot N}{D \cdot U}$, worin B = Breite in mm, N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, D = Durchmesser der Riemenscheibe in Meter und U die Anzahl der Minutenumdrehungen der Scheibe. Vorausgesetzt ist dabei, dass die Riemen-Geschwindigkeit 15 m in der Sekunde nicht übersteigt. Auch darf das Übersetzungsverhältnis zweier miteinander arbeitenden Riemenscheiben nicht grösser als 1:5 sein. Für grössere Übersetzungen müssen Zwischenvorgelege zwischen Antriebs- und Pumpen-Welle eingeschaltet werden.

Ist der Saugwasserspiegel so weit gesunken, dass die Pumpe Luft saugt, so muss die Pumpe angehalten und von neuem mit Wasser gefüllt werden; denn sobald eine Schleuderpumpe Luft saugt, hört sie auf zu fördern und kommt auch nicht von selbst wieder zum Ansaugen der Flüssigkeit.

Digitized by Google

Die Absperrvorrichtungen für die Rohrleitungen der Schleuderpumpen bestehen am besten aus Absperrschiebern, weil deren Öffnen und Schliessen sich nur allmählich vollzieht. Werden Kegelhähne angewendet, dann sind zur Verhütung von Wasserschlägen durch deren raschen Schluss noch Sicherheitsventile auf dem Pumpengehäuse anzubringen.

Grosse Schleuderpumpen erhalten gewöhnlich zwei Saugrohre ohne Fussventile, dagegen wird ein Absperrschieber am Ausgangsstutzen der Pumpe angebracht. Der Schieber dient zugleich zur Regelung bei veränderlicher Förderhöhe, wenn Motoren mit unveränderlicher Umdrehungszahl angewendet werden.

Das Ausgussrohr mündet unter dem Oberwasserspiegel. Liegt die Pumpe höher als der Oberwasserspiegel, so wird das Ausgussrohr heberförmig unter denselben hinabgeführt. Bei dem neuen Ansaugen der Pumpe darf der Absperrschieber nur ganz wenig geöffnet werden, damit zwar die Luft entweichen kann, ein starker Rückstrom des Wassers nach erfolgter Füllung der Pumpe aber nicht stattfinden kann. Die Saugrohr- und Ausgangsrohr-Stutzen können in beliebiger Richtung von dem Pumpengehäuse abgezweigt sein; die wagrechte Anordnung dieser Stutzen ist jedoch für eine sichere Gründung der Pumpe und für bequeme Anbringung der Rohrleitungen die vorteilhafteste.

Ein bemerkenswertes Beispiel der Verwendung von Schleuderpumpen bietet die Entwässerungsanlage der Stadt Hanau, worüber die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure im Band XLV unter anderem (Vortrag von A. Mertz) folgendes mitteilt:

„Um bei Hochwasser die Ueberflutung des städtischen Kanalnetzes und die Rückstauung der Abwässer zu vermeiden, müssen die Schmutzwasser-Kanäle gegen den Main abgeschlossen werden und die hierbei sich ansammelnden Schmutzwasser durch Schleuderpumpen übergepumpt werden."

Die zu fördernden Wassermengen sind sehr verschieden und können namentlich durch plötzliche Regengüsse ein grosses Mass erreichen. Mit Rücksicht auf die häufig erforderliche plötzliche Inbetriebsetzung der Pumpen und die meist nur

Digitized by Google

kurze Betriebsdauer, wurde elektrische Betriebskraft gewählt. Es wurden 2 grosse und 2 kleine Schleuderpumpen von der Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau aufgestellt.

Für die grossen Pumpen wurde die Forderung gestellt, dass die beiden Antriebs-Elektromotoren untereinander mittels Reib-Kuppelung zu verbinden sind und dass jede Pumpe entweder von ihrem Motor allein oder von beiden Motoren gemeinschaftlich betrieben werden kann. Damit war die Möglichkeit gegeben, entweder bei mittlerer Förderhöhe eine grosse Wassermenge mit beiden Pumpen zu fördern, oder bei grosser Förderhöhe mit beiden Motoren die grösste Leistung einer Pumpe herbeizuführen. Die Stärke der Elektromotoren hatte danach nur der mittleren Leistung einer Pumpe zu entsprechen.

Die beiden grossen Pumpen stehen auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte, auf der auch die mit den Pumpen durch ausrückbare Kuppelungen verbundenen Elektromotoren aufgestellt sind. Jede dieser Pumpen hat zwei Einläufe von 600 mm Lichtweite, die sich zu einer gemeinschaftlichen Saugleitung von 850 mm Lichtweite vereinigen, welche am Fussende mit einem Saugkopfe ausgerüstet ist. Die Druckleitungen haben 700 mm Lichtweite und sind mit ihrer Ausmündung unter den tiefsten Druckwasserspiegel geführt, sie können hier mit einer Zugklappe geschlossen werden.

Die Gleichstrommotoren haben 440 Volt Betriebsspannung und entwickeln jeder bei 240 bis 330 minutlichen Umläufen bis zu 52 Pferdestärken.

Die kleinen Schleuderpumpen sind gesondert aufgestellt, jede mit ihrem Elektromotor auf einer gemeinsamen Grundplatte; jede dieser Pumpen hat nur einen Einlauf von 500 mm Lichtweite, die Druckleitungen derselben haben 400 mm Lichtweite. Die Druckleitung der einen Pumpe ist für zwei Wasserwege eingerichtet, damit das Wasser entweder unmittelbar in die gemeinschaftliche Ausgusskammer, oder in einen 80 m entfernt liegenden Auslasskanal geleitet werden kann.

Die zu den kleinen Pumpen gehörigen Elektromotoren arbeiten mit 220 Volt und entwickeln bei 280 und 393 Minutenumläufen jeder bis zu 36,5 Pferdestärken.

Digitized by Google

Auf sämtlichen Pumpen sind grössere mit Schaugläsern und Absperrventilen versehene Windkessel angebracht, ausserdem ist jede Pumpe mit Tachometer, Umlaufzähler und Vakuum-Meter ausgerüstet. Die einzeln absperrbaren Luftleitungen von den Lufthähnen in den Scheitelpunkten der Druckleitungen sind vereinigt und einer aus zwei verschieden grossen Luftsaugern zusammengesetzten Entlüftungsleitung zugeführt. Die abgesaugte Luft wird, nachdem sie einen Wasserabscheider und ein sich daran anschliessendes Standrohr durchströmt hat, durch einen Schornstein abgeleitet.

Durch die Führung der Druckleitung bis unter den tiefsten Druckwasserspiegel und die Aufstellung der Pumpen 4,8 m über dem niedrigsten Saugwasserspiegel gestaltet sich die Leitungsanlage als eine Heberleitung und ist daher als grösste senkrechte Förderhöhe nur der Höhenunterschied zwischen Saug- und Druckwasserspiegel anzusehen, nämlich 4,4 m, die manometrische Förderhöhe, in welcher auch die Widerstandshöhe enthalten ist, ergiebt sich zu rund 5,0 m. Die kleinste mögliche Förderhöhe beträgt 1,5 m.

Das Wasser wird anfänglich bei geringem Unterdruck mit dem grossen, später durch Umschalten der Luftsauger bei grösserem Unterdruck mit dem kleineren Luftsauger angesaugt.

Die Wasserleistung einer kleinen Pumpe beträgt:
340 Sek.-Ltr. bei 1,5 m Förderhöhe u. Antrieb durch 1 Motor,
280 „ „ 5,0 „ „ „ „ „ 1 „

Die einer grossen Pumpe:
950 Sek.-Ltr. bei 1,5 m Förderhöhe u. Antrieb durch 1 Motor,
840 „ „ 5,0 „ „ „ „ „ 2 Motoren.

Das neue Leipziger Wasserwerk entnimmt das Wasser einer Reihe von etwa 100 Rohrbrunnen, die durch zwei Heberleitungen von 600 und 750 mm Lichtweite mit einem Sammelbrunnen verbunden sind, welcher zugleich als Saugbrunnen für die Pumpen dient. Das Pumpwerk besteht aus drei gesonderten Pumpenanlagen, von denen jede täglich 15000 cbm dem Sammelbrunnen entnehmen soll.

Verbund-Balanciermaschinen treiben unmittelbar zwei einfachsaugende und doppeltdrückende Pumpen von 282 und 398 mm Kolbendurchmesser, also eine Pumpe mit Differential-

Digitized by Google

kolben, um möglichst gleichmässige Kraftverteilung während der Kolbenbewegung zu erzielen; siehe Fig. 77, S. 141. Die ungesteuerten Saug- und Druckventile haben einen grössten Sitzdurchmesser von 1000 mm; die Saugventile haben 5 Ringflächen, die Druckventile nur drei; ihr Schluss wird durch Gummipolster beschleunigt und arbeiten sie bei 50—70 Ventilspielen in der Minute stossfrei. Zu jeder Pumpenanlage von zwei Pumpen gehört ein Saugwindkessel mit Saugrohr von 600 mm Lichtweite und ein Druckrohr von 550 mm Lichtw., die drei Druckrohre vereinigen sich in einem Hauptwindkessel. Die Nutzleistung der einzelnen Maschinen beträgt bei täglichem Betriebe von zwei Maschinen mit einer Lieferung von 30000 cbm Wasser auf 32 m manometrische Förderhöhe 80 Pferdestärken.

Das neue Wasserwerk der Stadt Lübeck besteht aus drei Filter- und drei Reinwasser-Pumpmaschinen. 3 Verbunddampfmaschinen mit Kondensation treiben je zwei liegende doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen mit Tauchkolben für Reinwasser unmittelbar an, in Verbindung mit einem Schwungrade von 3,75 m Durchmesser. Der Hochdruck-Dampfcylinder von 400 mm Kolbendurchmesser besitzt zwangläufige Steuerung, ebenso der Niederdruckcylinder mit 640 mm Kolbendurchmesser. Im Hochdruckcylinder ist das Expansionsverhältnis selbstthätig geregelt, während der Niederdruckcylinder ein feststehendes Expansionsverhältnis hat.

Der Durchmesser der Tauchkolben der Pumpen ist 293 mm und ihr Hub 800 mm mit 50 Kolbenspielen in der Minute, wobei die beiden Pumpen einer Maschine 10 cbm Wasser in der Minute auf 40 m manometrische Förderhöhe liefern. In je einer Ventilkammer befindet sich ein Saug- und Druckventil übereinander, die als Ringventile mit Federbelastung und je sechs Ringsitzen gebildet sind. Der obere Teil der Ventilgehäuse ist haubenförmig als Windkessel gestaltet und stehen diese 4 Windkessel einer Pumpmaschine untereinander in Verbindung und anderseits mit einem für sämtliche Pumpmaschinen gemeinsamen Druck-Windkessel von 1,0 m Durchmesser und 4,5 m Höhe.

Die drei liegenden, doppeltwirkenden Filterpumpen mit Tauchkolben von 530 mm Durchmesser und 500 mm Hub,

Digitized by Google

werden von je einer Verbund-Dampfmaschine mit Kondensation unmittelbar angetrieben, in Verbindung mit einem Schwungrade von 2,50 m Durchmesser. Der Hochdruckcylinder von 270, sowie der Niederdruckcylinder von 430 mm Durchmesser sind mit Steuerung und Expansion versehen wie die Dampfmaschinen der Reinwasserpumpen. Jede Pumpe fördert mit 50 Kolbenspielen in der Minute unter dem Förderdrucke von 6,0 m in einer Minute 10,5 cbm Wasser auf die Filter.

Für Entwässerungs-, Bewässerungs- und Kanalisationsanlagen wurden von der Firma Brodnitz & Seydel in Berlin an vielen Orten grössere Schleuderpumpen aufgestellt, wie für die Kanalisation in Düsseldorf und Königsberg Schleuderpumpen von 700 mm Lichtweite des Druckrohres und je 425 mm Lichtweite der beiden Saugröhren; mit Antrieb durch Gasmotoren. Desgleichen 2 solche Pumpen für Mannheim, sowie Pumpen für eine Bewässerung in Spanien mit Elektromotoren-Betrieb. Ferner Schleuderpumpen von 600 mm Lichtweite des Druckrohres für die Stadt Worms und für eine Entwässerungsanlage in Ungarn, beide mit Dampfbetrieb.

Für die Zellstoff-Fabrik Waldhof bei Mannheim wurden zwei Schleuderpumpen mit zwei schnellgehenden Dampfmaschinen aufgestellt, welche in der Minute 4500 Liter Wasser 26 m hoch heben.

Die Hochdruckwasserleitung der Berliner Gewerbeausstellung 1896 wurde durch eine Patent-Doppel-Schleuderpumpe von Brodnitz & Seydel bedient; die Lichtweite des Druckrohres betrug 350 mm und die Fördermenge 2400 Liter Wasser in der Minute auf 45 m Förderhöhe.

Ausserordentlich gross ist die Verwendung dieser Doppelpumpe im In- und Auslande für Bergwerke, Cementfabriken, Ziegeleien, Maschinenfabriken u. s. w. Dasselbe gilt für die Schleuderpumpen, welche zur Förderung von Papierstoff und Rübenschwemmwassern dienen, sowie überhaupt für Hebung von dicken Flüssigkeiten und Schlamm. Bei dicken, leicht absetzenden Flüssigkeiten, die viele fremde Beimengungen enthalten, ist es zweckmässig, ein langsam drehendes Rührwerk in den Pumpensumpf einzubauen, um gleichmässige Förderung

Digitized by Google

zu sichern und Verstopfungen in Pumpe und Rohrleitungen zu verhüten.

Die Kanalisation von Neu-Weissensee bei Berlin besitzt zwei Hochdruck-Schleuderpumpen zur Förderung der Kanalwässer auf das Rieselfeld; die Pumpen haben einen Druckrohrdurchmesser von 200 mm. Die Ziegelei-Akt.-Gesellschaft Birkenwerder bei Berlin fördert durch eine Hochdruck-Schleuderpumpe von 100 mm Druckrohrweite den sandhaltigen Thonschlamm durch eine 1000 m lange Rohrleitung, von der Schlämmerei bis zur Ziegelei. In Südrussland fördert eine Hochdruck-Schleuderpumpe mit 250 mm Druckrohrdurchmesser und mit Reinwasserspülung versehen gebaggerten Sand durch eine Rohrleitung von 110 m Länge auf eine Höhe von 6,5 m. Die Schiffbau-Akt.-Gesellschaft Dannbius in Pest erhielt eine Hochdruck-Doppel-Schleuderpumpe, welche 140 cbm Sand in der Stunde durch eine Rohrleitung von 250 m Länge 1 m hoch liefert.

Aus dem Vorhergehenden ist unschwer zu erkennen, dass die Schleuderpumpen, in demselben Masse als ihre Vervollkommnung Fortschritte machte, ihre Verwendung auch immer grössere Ausdehnung annahm.

Schleuderpumpen erschienen zum ersten Male auf der Londoner Ausstellung im Jahre 1851 als kleine Modelle. Bei der zweiten Londoner Ausstellung 1862 wurden solche Pumpen bereits in grossen Abmessungen gezeigt; ihre Einfachheit und geringes Raumbedürfnis, sowie billige Anschaffungskosten und grosse Fördermengen, verschafften ihnen bald allgemeine Verwendung für kleinere Förderhöhen und vorübergehende Pumparbeiten. Durch fortgesetzte Verbesserungen, insbesondere durch ihre Befähigung für den Betrieb auf grössere Förderhöhen wie sie die Hochdruck-Doppelschleuderpumpe von Brodnitz & Seydel besitzt, sowie für Förderung dickflüssiger Massen, sogar fester Körper, wie Sand, Erde, Steine u. s. w. haben die Schleuderpumpen jetzt in vielen Betrieben als sehr leistungsfähiges, ja unersetzliches Fördergeräte eingeführt.

Digitized by Google

III. Abschnitt.

Die Einzel-Bestandteile der Pumpen.

1. Die Pumpencylinder und Kolben.

Der Kolben wirkt als Verdränger der Flüssigkeit im Cylinder und schliesst sich zu diesem Zwecke genau an die Cylinderwände oder bewegt sich innerhalb derselben mit mehr oder weniger Spielraum. Die luft- und wasserdicht anschliessenden Kolben haben in der Richtung der Cylinderachse eine geringere Ausdehnung als in der Richtung senkrecht auf diese Achse, sie sind scheibenförmig; die mit grösserem Spielraum sich bewegenden Kolben dagegen haben die grösste Ausdehnung in der Richtung der Cylinderachse, sie sind walzenförmig. Für die Verwendung von Scheibenkolben müssen die Cylinder ausgebohrt werden und weil dies bei längerem Gebrauche sich mehrere Male als nötig erweisen kann, so muss die Cylinderwandung die nötige Stärke hierfür besitzen. Die Pumpencylinder werden aus Eisen oder Messing, in besonderen Fällen auch aus anderen Stoffen hergestellt; für Pumpen, deren Betrieb häufig unterbrochen wird, wählt man Messingcylinder oder, wenn die Cylinderweite eine grosse ist, gusseiserne, innen mit Messingbüchse gefütterte Cylinder. Die Wandstärke der Cylinder muss dem Drucke, der aus der Steighöhe der gehobenen Flüssigkeit sich ergiebt, entsprechend gross sein, und muss bei Anwendung von Scheibenkolben grösser genommen werden (wegen des Ausbohrens) als bei Verwendung von nicht anschliessenden Kolben. Zur Bestimmung der Wandstärke der Cylinder kann man folgende Gleichungen benutzen:

$$\left.\begin{array}{ll} W = 6{,}0 + 0{,}0002\ A \cdot D & \text{für Gusseisen} \\ W = 3{,}0 + 0{,}0002\ A \cdot D & \text{„ Schmiedeeisen} \\ W = 3{,}0 + 0{,}0001\ A \cdot D & \text{„ Messing} \\ W = 4{,}0 + 0{,}0003\ A \cdot D & \text{„ Kupfer} \end{array}\right\} \text{ohne Ausbohren.}$$

A = Druckhöhe in Meter Wassersäule, D = Lichtweite, W = Wandstärke des Cylinders in mm.

Mit Rücksicht auf das Ausbohren ist die aus der Gleichung erhaltene Wandstärke noch um einige Millimeter zu erhöhen,

Digitized by Google

und bei hohem Drucke, starken Stössen verstärkt man die Cylinder noch durch angegossene Rippen.

a. Die Scheibenkolben.

Die Dichtung der Scheibenkolben gegen die Cylinderwand wird entweder dadurch bewirkt, dass der metallene Kolbenkörper abgedreht und in den Cylinder eingeschliffen wird, oder dass der Kolbenkörper mit einer mehr oder weniger elastischen Liderung bekleidet wird. Diejenigen Kolben, welche eine Liderung erhalten, werden gewöhnlich aus Gusseisen hergestellt, die einzuschleifenden Kolben aber aus Messing; ausnahmsweise werden auch andere Stoffe verwendet. Die eingeschliffenen Kolben werden innen hohl hergestellt, wie Fig. 146 zeigt, und erhalten in der Regel eine Höhe gleich dem Durchmesser, sowie in der Mitte eine Rinne zur Aufnahme von Schmiere und Schmutz.

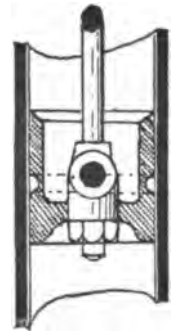


Fig. 146.

Die geliderten Kolben kommen in mannigfaltigster Ausführung vor, je nachdem man Hanf, Holz, Gummi, Filz, Leder oder Metall für die Dichtung anwendet. Die Metall-Liderungen haben in der Neuzeit immer mehr Eingang gefunden, weil sie jederzeit, auch wenn die Pumpe längere Zeit ausser Gebrauch gesetzt, trocken gelegt war, rasch abdichten, während die anderen Liderungsstoffe sich in diesem Falle erst nach völliger Durchtränkung wieder wirksam zeigen. Die Metall-Liderung besteht darin, dass Drähte oder Ringe aus Eisen, Rotguss, Stahl u. s. w. in Rinnen, welche in dem Kolbenkörper entweder parallel übereinander oder schraubenförmig angelegt sind, eingesetzt werden, so dass sie an die Cylinderwand genau anschliessen. Das Metall der Dichtungsringe soll immer nicht so hart als dasjenige des Cylinders sein, damit sich die grössere Abnutzung für die Ringe ergiebt. Mit Rücksicht auf die Abnutzung werden die Ringe auch in grösseren von oben und unten zugänglichen Nuten des Kolbenkörpers untergebracht und hier mit Stellschrauben oder Federn ausgerüstet, womit ein An-

Digitized by Google

pressen der Dichtungen an die Cylinderwand bewirkt werden kann. Metallringe eignen sich, wie die geschliffenen Kolben, nur für reine Flüssigkeiten von jeder Temperatur. Lederdichtung der Kolben eignet sich für Dichtungen nur bei Temperaturen der Flüssigkeit bis zu 30° C. und wenn diese Flüssigkeit keine Säuren enthält. Zunächst ist zu unterscheiden, ob die Liderung nur nach einer Richtung der Kolbenbewegung oder nach beiden Richtungen abdichten soll; das erstgenannte ist der Fall bei den durchbrochenen oder Ventilkolben, das letzte bei den geschlossenen Kolben.

Fig. 147 ist ein Ventilkolben, dessen Körper aus hartem Holze besteht und in der Richtung der Kolbenstange

Fig. 147.

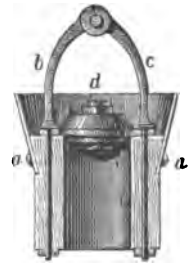


Fig. 148.

mehrfach durchbohrt ist. Von oben ist der Körper durch eine Lederscheibe abgedeckt, welche bei dem Aufgange des Kolbens die Öffnungen des Körpers schliesst und gleichzeitig gegen den Cylinder abdichtet. Bei dem Niedergange des Kolbens wird sie von der den Kolben durchdringenden Flüssigkeit gehoben und lässt die Öffnungen frei.

Der in Fig. 148 abgebildete Kolben ist ebenfalls aus hartem Holze und ist oben bei *a* schief eingedreht, um die trichterförmige Lederkappe *k* aufzunehmen; für grösseren Druck macht man den Kolbenkörper um 20 mm kleiner, den oberen Durchmesser der Lederkappe *k* aber um 5 bis 10 mm grösser als den Cylinderdurchmesser. Für den Durchgang der Flüssigkeit bei dem Niedergange ist der Körper in gleicher

Digitized by Google

Weite mit dem Saugrohre durchbohrt und von einem Klappenventile überdeckt. Bei dem Kolbenaufgange wird der Ledertrichter durch den Druck der gehobenen Flüssigkeit fest an die Cylinderwand gepresst. Grosse Kolbenkörper erhalten statt einer auch zwei Durchbrechungen, wovon jede mit einer Ventilklappe versehen ist.

Besteht der hohle Kolbenkörper aus Metall, wie Gusseisen, so wird der einseitige Lederstulp eines Ventilkolbens in der durch Fig. 149 abgebildeten Weise damit verbunden. Das zu Pumpendichtungen zu verwendende Sohlleder, dessen Fleischseite immer gegen die Dichtungsfläche zu kehren ist, wird mit Fett durchtränkt und das Holz des Kolbenkörpers (am besten Buchenholz) in Öl gesotten. Statt eines Holzkörpers kann überall auch ein Metallkörper genommen werden. Für geschlossene Kolben ergiebt sich eine doppelte Lederstulp-Liderung über Holzkörper nach Fig. 148; wenn die nach oben und unten trichterförmig erweiterte Lederkappe in der Mitte auf den Holzkörper genagelt ist.

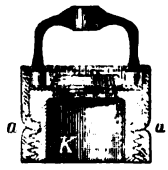


Fig. 149.

Am häufigsten wird der doppelte Lederstulp in der durch Fig. 150 dargestellten Weise ausgeführt. Die beiden auf- und abwärts gerichteten Kolben *f* und *b* liegen mit ihren Grundflächen auf einer Lederscheibe *c*, durch deren Mitte die Kolbenstange geht. Zwei Metallplatten *a*, welche von der Kolbenstange und deren Mutter gefasst werden, pressen die Lederscheiben fest zusammen und auseinander, und bilden zusammen den geschlossenen Kolben.

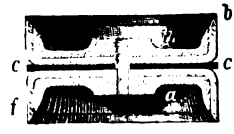


Fig. 150.

Weniger häufig wird der in Fig. 151 abgebildete Kolben angewendet; die Liderung besteht aus mehreren Reihen Lederringen *a a*, die durch zwei Metallscheiben oben und unten gefasst und mittels der Zugschraube *c* der Kolbenstange zusammengedrückt werden. Bei fortschreitender Abnutzung der Liderung kann durch erneutes Anziehen der Schraube *c* und Zu-

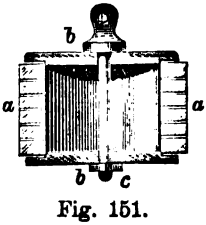


Fig. 151.

Digitized by Google

sammendrücken der Ringe der dichte Schluss der Liderung wieder erreicht werden. Man erzielt einen dichteren Schluss der Ringe, wenn man sie schwach trichterförmig gestaltet und wenn man die einzelnen Ringe durch eingelegte schmiedeeiserne Scheiben von einander trennt.

Statt der Lederringe kann man überall auch Hanfzöpfe, die eingefettet sind, verwenden; besonders für warme Flüssigkeiten eignen sie sich besser als Lederringe. Auch Gummi bietet manchmal Ersatz für Leder zu Stulpen und Ringen; auch Filz oder geteerte Leinwand werden als Liderungen für Kolben verwendet. Ferner wird auch Holzliderung für Warmwasser benutzt. Mehrere Holzringe, aus mittelhartem Holz, werden übereinandergelegt zu einem einzigen Ringe um den Kolbenkörper zusammengefasst und mittels hinter ihnen liegenden Gummiringen oder Federn gegen die Cylinderwand gedrückt, wie dies auch bei metallenen Ringliderungen geschieht.

b) Die Tauch- oder Mönchskolben.

Für kleine Durchmesser bis 100 mm werden diese Kolben gewöhnlich massiv aus Gusseisen, für sehr kleine Durchmesser auch aus Schmiedeeisen oder Messing hergestellt; grössere Kolben werden hohl ausgeführt, entweder an einem oder an beiden Enden offen oder geschlossen. Hohle Kolben, welche wegen Metallersparnis geringe Wanddicke erhalten, werden im Innern durch Ringe und Rippen verstärkt. Um die Kolben gegen Rost zu schützen werden sie in besonderen Fällen auch mit einem Metallmantel überzogen oder für kleine Durchmesser aus Messingröhren oder auch Kupferröhren hergestellt.

Tauchkolben, welche durch eine Stopfbüchse geführt werden, sind aussen abzudrehen, die Büchsen sind mit Lederstulp oder Metallring gedichtet. Bei wagerechter Lage der Tauchkolben ist die Abnützung in der Stopfbüchse grösser als bei senkrechter Stellung, auch ist sie einseitig, weshalb man wagerechte Kolben möglichst leicht ausführt; am besten ist es, wenn ihr Gewicht nur so gross ist, dass sie in der Flüssigkeit schwimmen. Schmiedeeiserne und stählerne Kolben fallen leichter aus als gusseiserne, weil sie mit Rücksicht auf ihre grössere Druckfestigkeit kleinere Wandstärke erhalten können.

Digitized by Google

Mittels der oben S. 268 angeführten Gleichung für Berechnung der Cylinderwandstärke erhält man auch brauchbare Werte für die Wandstärke hohler Tauchkolben, wobei ebenfalls für Abdrehen ein entsprechender Zuschlag zu machen ist.

Die Tauchkolben bewegen sich entweder in einem Cylinder oder in zwei Cylindern; bewegt sich der Kolben in einem Cylinder durch eine an diesem befindliche äussere Stopfbüchse, so ist die Pumpe nur einfachwirkend; hat der Cylinder aber eine innere Stopfbüchse, welche den Cylinderraum in zwei Hälften teilt, und ausserdem noch eine äussere Stopfbüchse, durch welche die Kolbenstange geführt ist, so ist die Pumpe doppeltwirkend. Der Kolben enthält in diesem Falle eine Länge, die etwas grösser als die Cylinderlänge ist; die Hubhöhe ist etwas kleiner als die halbe Cylinderlänge.

Erhält der Kolben in der einen Hälfte des durch eine Stopfbüchse geteilten Cylinders noch eine Verlängerung von kleinerem Durchmesser als der Hauptkolben, so entsteht dadurch der sogenannte Differentialkolben. Die beiden Cylinderabschnitte werden in diesem Falle durch ein Umgangsrohr miteinander verbunden, die Pumpe ist einfach saugend und doppeltdrückend mit nur zwei Ventilen.

Um die innere, nicht leicht zugängliche Stopfbüchse zu vermeiden, lässt man den Tauchkolben in zwei getrennten Cylindern sich bewegen, so dass deren beide äusseren Stopfbüchsen einander gegenüberliegen. Die Kolbenlänge ist dann gleich der doppelten Hubhöhe plus dem Abstande zwischen den beiden Hubgrenzen.

c) Die Pumpenventile.

Die Ventile haben den Zweck, bei den Pumpen mit hin- und hergehender Kolbenbewegung die Durchgangsöffnungen, dem Wechsel der Bewegungsrichtung entsprechend, zu öffnen und zu schliessen. Wesentliche Bedingung der guten Wirksamkeit eines Ventiles ist daher ein dichter Abschluss und beim Öffnen einen genügend grosser Durchgangsquerschnitt, der wenigstens gleich demjenigen des Saugrohres ist. Ferner möglichst rasches Schliessen und Öffnen, damit der Wechsel der Bewegungsrichtung möglichst stossfrei sich vollzieht.

Digitized by Google

Das Öffnen und Schliessen der Ventile geschieht entweder selbstthätig nur durch den Druck der gepumpten Flüssigkeit und das Eigengewicht der Ventile, oder zwangläufig durch eine von der Kolbenstange ausgehende Steuerung, oder auch teils selbstthätig, teils gesteuert, indem z. B. das Öffnen selbstthätig, das Schliessen aber zwangläufig vor sich geht, oder umgekehrt. Nach der Bewegungsweise der Ventile unterscheidet man ferner Hub- und Klappenventile mit selbstthätiger und gesteuerter Bewegung, denn Schieberventile, die nur gesteuerte Bewegung haben können. Für die selbstthätige Bewegung der Ventile kommt zunächst in Betracht, dass die Zeit für Öffnung des Ventiles um so kürzer ausfällt, je kleiner dessen Hubhöhe, Gewicht und Dichtungsfläche ist, und das Ventil fällt um so rascher auf seinen Sitz zurück, je grösser das Ventilgewicht ist. Das Ventilgewicht kann daher mit Rücksicht auf den raschen Schluss nicht zu gross ausfallen, dagegen ist dies der Fall bezüglich des Öffnens. Pumpen mit geringer Hubzahl können deshalb Ventile erhalten, deren Schluss durch das Ventilgewicht bethätigt wird, während das Öffnen durch dies Gewicht noch nicht gestört wird. Bei schnellgehenden Pumpen ist es aber nötig, dass das Ventilgewicht mit Rücksicht auf rasches Öffnen möglichst klein wird, und deshalb muss der Ventilschluss dann noch wenigstens durch eine Federkraft oder Steuerung bewirkt werden.

Die Gestaltung der Ventile ist je nachdem ein möglichst leichtes Gewicht, geringe Sitzfläche und kleiner Hub erstrebt wird, sehr mannigfaltig; nach der Form der Sitzflächen unterscheidet man Tellerventile mit ebener Sitzfläche, Kegelventile und Kugelventile.

Ausserdem können die Ventile mit einem oder mehreren Sitzen neben- und übereinander angeordnet sein. Die Sitzflächen bestehen gewöhnlich aus Metall, abgeschliffen und ausgedreht, während die Aufschlagflächen entweder ebenso bearbeitet oder mit einem elastischen Stoffe wie Leder und Gummi bekleidet sind. Die Ventilsitze werden, wenn sie aus anderem Materiale als die Ventilgehäuse bestehen, besonders eingesetzt und befestigt.

Digitized by Google

Die Tellerventile erhalten gewöhnlich eine elastische Aufschlagfläche, wie dies Fig. 152 zeigt, und welche aus einer zwischen zwei Metallplatten *a* und *b* eingeklemmten Leder- oder Gummischeibe besteht. Das Ventil ist sowohl nach oben als nach unten geführt. Statt der Lederscheibe kann auch ein Leder- oder Gummiring dienen, welcher in einer Nute der oberen Metallplatte *b* gelagert wird. Soll der Ventilschluss durch Federkraft beschleunigt werden, so wird die obere Führungsstange *d* samt ihrer Hülse entsprechend verlängert und letztere zur Aufnahme einer Spiralfeder erweitert. Der innerhalb der Aufschlagfläche liegende Teil eines Tellerventiles kann sowohl eben als auch aufwärts oder abwärts gewölbt sein; den geringsten Widerstand bei dem Durchgange der Flüssigkeit ververursacht die abwärts gewölbte (konvexe) Form des Tellers.

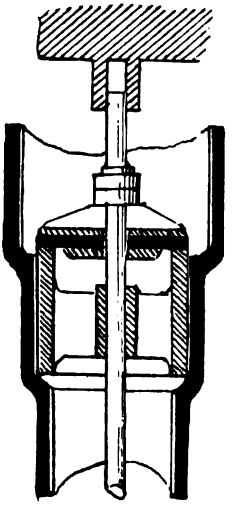


Fig. 152.

Die Tellerplatte muss genügend stark gemacht werden, dass sie durch den einseitigen Druck der Flüssigkeit keine Durchbiegung erleidet, wodurch auch die Dichtungsfläche ihres Randes verbogen und undicht würde; auch muss die Breite der Sitzfläche, dem auf dem Ventile lastenden Drucke entsprechend, gross genug sein, damit der dem Dichtungsmateriale, Leder oder Gummi zukommende zulässige Druck auf die Flächeneinheit nicht überschritten wird; bezeichnet *D* die Lichtweite des Rohres unter dem Ventile in Millimeter, so macht man in der Regel die Sitzbreite $B = {}^4/_5\sqrt{D}$ für Ventile mit Leder- oder Gummidichtung. Für Metalldichtung jedoch, wenn nämlich auch die Aufschlagfläche des Tellers metallisch, fällt die Sitzbreite kleiner aus, nämlich:

$$B = {}^4/_5\sqrt{D} \cdot (B \text{ und } D \text{ in mm}).$$

Der lichte Querschnitt *F* der Ventilöffnung ist $\frac{Q}{S}$, wenn *Q* die Durchflussmenge in der Sekunde und *S* die Durchfluss-

Digitized by Google

geschwindigkeit bezeichnet; für die Hubhöhe h des Ventiles ist aber die Durchflussöffnung auch:

$$F = \pi \cdot D \cdot h = \frac{Q}{S} = \pi/4 D^2;$$

daraus ergiebt sich:

$$G = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{S}} = 1{,}12838 \sqrt{\frac{Q}{S}}$$

und $h = 1/4 \cdot D$.

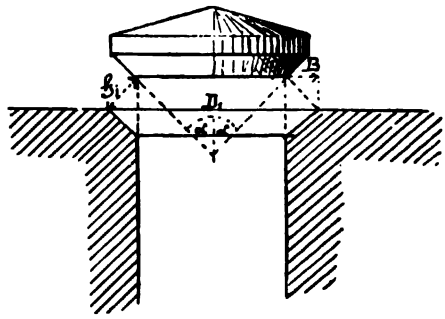
Für Tellerventile, welche nur obere Führung haben ist diese Gleichung richtig, nur ist der Wert von h noch mit einer Erfahrungszahl Z zu multiplizieren, die durch die Grösse der Kontraktion der durchfliessenden Flüssigkeit bestimmt wird und immer grösser als 1,0 ist.

Hat das Tellerventil untere Führung durch Rippen, so ist deren Rauminhalt bei Berechnung von D_1 zu berücksichtigen, wodurch D_1 hier etwas grösser ausfällt als bei der oberen Führung; die Hubhöhe wird in diesem Falle ebenfalls

$$h = Z \cdot \frac{D_1}{4}.$$

Die Kegelventile, Fig. 153, erhalten dieselbe Sitzbreite $B = 4/5 \sqrt{D}$ wie die Tellerventile, wenn B die Grundrissbreite des Sitzes bezeichnet; ist ferner α der halbe Kegelwinkel des Ventiles, so ist die Sitzbreite in der Kegel-Mantelfläche gemessen $B_1 = \frac{B_1}{\sin \alpha}$.

Fig. 153.



Die Höhe des Durchflussquerschnittes F_1 ist hier auch nicht gleich der Hubhöhe, sondern $h_1 = h \sin \alpha$. Der Durchmesser D_1 des normalen Durchflussquerschnittes ist $D + \cos \alpha \cdot h_1$, also $D = D_1 - \cos \alpha h_1$; $Q = \pi/4 \cdot D^2 \cdot S$, demnach auch

$$D = 1{,}12838 \sqrt{\frac{Q}{S}},$$

Digitized by Google

$$\text{und } D_1 - \cos\alpha \cdot h = 1{,}12838 \sqrt{\frac{Q}{S}}; \text{ ferner}$$

$$Q = \pi\,(D + \cos\alpha \cdot h_1)\, h_1 \cdot S = \pi/4\, D^2 S$$

$$\text{oder } D h_1 + \cos\alpha \cdot h_1{}^2 = \frac{D^2}{4} = D \sin\alpha \cdot h + \cos\alpha \cdot \sin\alpha^2 \cdot h^2$$

$$\frac{D^2}{4 \cdot \cos\alpha \cdot \sin^2\alpha} = \frac{D \cdot h}{\cos\alpha \cdot \sin\alpha} + h^2$$

$$\left(h + \frac{D}{\sin 2\alpha}\right)^2 = \frac{D^2}{(\sin 2\alpha)^2} + \frac{D^2 \cdot \cos\alpha}{(\sin 2\alpha)^2} \text{ und}$$

$$h = \frac{D}{\sin 2\alpha} \cdot [\sqrt{1 + \cos\alpha} - 1{,}0].$$

Für $\alpha = 45^0$ wird

$h = D \cdot [1{,}3 - 1{,}0] = 0{,}3 \cdot D.$

$h_1 = 0{,}707 \cdot h = 0{,}2121\, D$ und

$D_1 = D + (0{,}707)^2 h = D + 0{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot D = D\,(1{,}0 + 0{,}15)$

$D_1 = 1{,}15\, D.$

Für Reibungswiderstände und Kontraktion, sowie auch mit Rücksicht auf die Führungsrippen unter dem Ventile müssen obige Masse entsprechend grösser genommen werden. Die Hubhöhe der Kegelventile ist nach obigem kleiner als diejenige der Tellerventile, was bezüglich raschen Öffnens und Schliessens von Vorteil ist. Der obere oder grösste Durchmesser D_2 eines Kegelventiles ist

$$D_2 = D + 2\,\mathrm{cotg}\,\alpha \cdot B = D + 1{,}6 \sqrt{D} \cdot \mathrm{cotg}\,\alpha$$

und für $\alpha = 45^0$ ist $D\,2 = D + 1{,}6 \sqrt{D}$;

der obere Durchmesser des Kegelventiles ist demnach ebenso gross als der Durchmesser des Tellerventiles. Für das Mindestmass des Pumpencylinders D_3 ergiebt sich, wenn das Saugventil in der Sohle des Cylinders angebracht wird, aus:

$$\pi/4\,(D_3{}^2 - D_2{}^2) = \pi/4\, D^2 \text{ oder}$$

$$D_3 = \sqrt{(D^2 + D_2{}^2)} = \sqrt{D^2 + (D + 1{,}6 \cdot \sqrt{D})^2}$$

in Millimetern.

Für Pumpen mit Ventilkolben erhält man auf diese Weise auch einen genügend grossen Kolbendurchmesser für Gewinnung einer entsprechenden Weite des Kolbenventiles.

Für geschlossene Kolben fällt der Kolbendurchmesser nach obiger Gleichung zu gross aus, deshalb werden für Unter-

Digitized by Google

bringung der Ventile, sowohl am Fussende der Cylinder, als besonders auch seitlich derselben eigene Ventilkästen angebracht, welche mittels aufgeschraubter Deckel jederzeit bequem und rasch zugänglich sind.

Das Mindestmass der Cylinderweite mit Rücksicht auf die Fördermenge und deren Geschwindigkeit ergiebt sich zunächst aus der für eine Pumpe zulässigen Hubzahl, indem die Hubmenge J_1 für einfachwirkende Pumpen $J_1 = \frac{60}{n} \cdot Q$, für doppeltwirkende Pumpen $J_2 = \frac{30}{n} \cdot Q$, worin Q die Fördermenge in der Sekunde in cbm und n die Anzahl Doppelhübe (Kolbenspiele) in der Minute bezeichnet; für Hubpumpen ist der Wert von n je nach der Ventilkonstruktion und der Betriebskraft sehr verschieden, überschreitet im allgemeinen aber nicht die Zahl 60. Ebenso ist auch die Hubhöhe H durch die Betriebskraft, und durch die grösste Geschwindigkeit im Saugrohre S eine begrenzte, denn $\frac{J_1}{Fk}$ darf nicht grösser sein als S, d. h., der Cylinderdurchmesser müsste mindestens gleich der Saugrohrlichtweite sein, wenn die Kolbengeschwindigkeit eine gleichmässige wäre; dies ist jedoch nicht der Fall, sondern die mittlere Kolbengeschwindigkeit $Sm = \frac{J_1}{Fk}$ ist nur halb so gross als die grösste S; denn $\frac{J_1}{Fk} = \frac{S}{2}$ und

$$\frac{S}{2} = \frac{J_1}{2\,Fs} = \frac{J_1}{2 \cdot \pi/4 \cdot (Ds)^2} = \frac{J_1}{\pi/4\,(Dk)^2} \text{ oder}$$

$$(Dk)^2 = 2\,(Ds)^2;\ Dk = Ds\sqrt{2} = 1{,}414 \cdot Ds.$$

Aus diesem Grunde wird der Cylinderdurchmesser im allgemeinen wenigstens 1,4 mal so gross, als der Saugrohrdurchmesser gemacht.

Erhält der Ventilsitz eine kugelförmige Gestalt, so kann das Ventil selbst, entweder eine Vollkugel oder auch nur einen Kugelabschnitt bilden; ein Ventil der letztgenannten Art ist durch Fig. 154 dargestellt; man bezeichnet diese Ventile als Muschelventile zur Unterscheidung von den eigentlichen Kugelventilen, welche aus Vollkugeln bestehen und die in

Digitized by Google

Fig. 155 abgebildet sind. Die Muschelventile werden wie die Kegelventile im allgemeinen aus Metall hergestellt, während für die Vollkugeln nur bei kleinen Durchmessern oder wenn Hohlkugeln benutzt werden, auch Metall angewendet wird. Für Kugeln von grösserem Durchmesser wird häufig Gummi angewendet, um ein geringeres Gewicht zu erreichen. Die Breite und Hubhöhe der Muschel- und Kugelventile wird wie für die Kegelventile bestimmt; der Durchmesser der Kugel ergiebt sich daraus, dass der Centriwinkel β kleiner oder gleich 45° angenommen wird, um ein Festklemmen der Kugel im

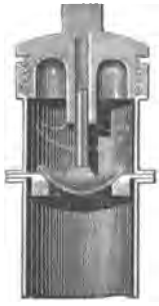


Fig. 154.

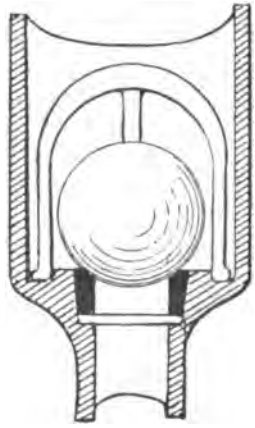


Fig. 155.

Fig. 156.

Sitze zu verhüten. Für $\beta = 45°$ ist auch der Tangentenwinkel $\alpha = 45°$ und der Halbmesser R der Kugel ist

$$R = \frac{D + 1{,}6\sqrt{D}}{1{,}414} \text{ Millimeter,}$$

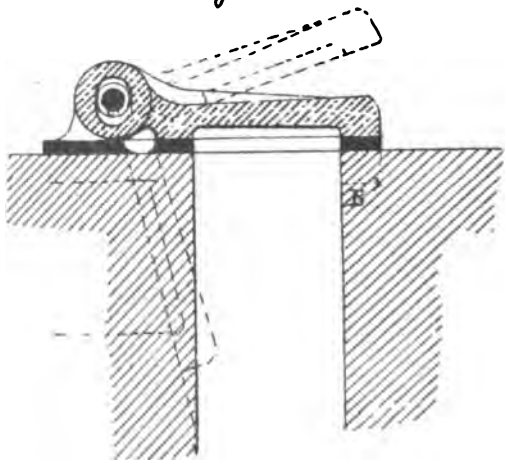
oder rund $R = D$, wenn $D =$ Durchmesser des Saugrohres in Millimeter. Die eigentlichen Kugelventile haben zwar keine bestimmte Aufschlagfläche, welche in den Sitz eingeschliffen werden kann, ihr Schluss ist daher nicht so dicht als derjenige der Kegelventile; dagegen haben sie den Vorteil, dass sie beim Durchgange unreiner Flüssigkeiten durch Einklemmen von festen Stoffen nicht über Eck gestellt werden wie Kegel- oder

Digitized by Google

Tellerventile. Für den Durchgang dicker und unreiner Flüssigkeiten werden sie daher häufig angewendet.

In Fig. 156 ist ein Kegelventil mit unterer Stiftenführung, in Fig. 154 ein Muschelventil mit oberer Stiftenführung abgebildet. Die Muschelventile gewähren ziemlich dieselben Vorteile wie die Kugelventile, nehmen aber nicht so viel Raum ein wie diese, vor allem wird das Einschleifen der Ventile sehr erleichtert, und ein Einklemmen ist nicht so leicht möglich, Muschelventile eignen sich daher wie Kugelventile sehr gut für den Durchgang von dicken Flüssigkeiten.

Fig. 157.



Die im Vorhergehenden erwähnten einsitzigen Teller-, Kegel- und Kugelventile sind Hubventile; als ungesteuerte Ventile sind vielfach auch die Dreh- oder Klappenventile im Gebrauch, deren allgemeine Form in Fig. 157 skizziert ist. Die Lage der Drehachse ist immer eine wagerechte, die Lage der Klappe dagegen kann sowohl wagerecht als auch gegen die Wagerechte geneigt sein. Bezüglich des raschen Schlusses einer Klappe ist die senkrechte Entfernung des Schwerpunktes von der Drehachse, das Drehmoment, von Bedeutung; je grösser diese Entfernung, desto rascher der Schluss. Diese Entfernung wird aber um so kleiner, je grösser der Ausschlag-

Digitized by Google

winkel α, deshalb soll α möglichst klein genommen werden. Wie bei den Hubventilen kann auch bei den Klappen der Schluss durch Federkraft noch beschleunigt werden.

Liegt der Ventilsitz nicht wagerecht, sondern etwas geneigt gegen die Senkrechte, so wird das Drehmoment um so grösser, je grösser der Ausschlagwinkel α; die schrägen Hängeklappen haben aus diesem Grunde den Vorteil gegenüber den wagerecht liegenden Klappen, dass man in der Grösse des Ausschlagwinkels nicht beschränkt ist.

Die Sitzbreite B ist auch hier zweckmässig

$B = 1{,}25 \sqrt{D}$ für Leder- oder Gummidichtung,

$B = 0{,}8 \sqrt{D}$ „ Metalldichtung,

worin D = Lichtweite des Saug- oder Druckrohres in Millimeter für kreisförmigen Querschnitt. Ist der Querschnitt der Ventilöffnung rechteckig mit den Seitenlängen a und b, ist

$$B = 1{,}25 \sqrt{\frac{a+b}{2}} \text{ beziehungsweise } 0{,}80 \sqrt{\frac{a+b}{2}}.$$

Um ein festes Aufsitzen der Klappe bei dem Schlusse zu erreichen, wird das Lager der Drehachse nicht kreis-, sondern eiförmig gestaltet, so dass sich die Klappe in der zur Sitzfläche senkrechten Richtung etwas verschieben kann. Die Beweglichkeit der Klappe wirkt auch günstig bei dem Durchgange unreiner Flüssigkeiten, indem stellenweise Einlagerungen von festen Stoffen den Schluss des Ventiles nicht wesentlich behindern können, besonders bei schräg hängenden Klappen, wo Einlagerungen nicht leicht haften bleiben.

Die Klappen aus Eisen oder Messing mit ebenfalls metallener Drehachse haben entweder Metall-Aufschlagleiste wie Fig. 157 oder die Metallklappe ist mit einer Leder- oder Gummischeibe bekleidet, welche den dichten Schluss herbeiführen. Statt der metallenen Drehachse kann auch diese Leder- oder Gummischeibe bis über den Drehpunkt verlängert und hier befestigt sein, so dass durch die genannten elastischen Scheiben selbst eine Drehkante gebildet wird, wie in Fig. 157. Zur Begrenzung des Klappenaufschlages ist im Ventilgehäuse in entsprechender Höhe ein Anschlag angebracht.

Digitized by Google

Ein Drosselventil erhält man, wenn sich die Klappe um eine Achse dreht, welche die Klappe in zwei ungleiche Teile trennt, deren Flächenausdehnung sich zu einander wie etwa 7:5 verhält. Die Klappe ist in dem Ventilsitz so eingesetzt, dass der grössere Flügel von oben nach unten, der kleinere von unten nach oben schliesst, während bei offenem Klappenventile die Klappe senkrecht steht mit dem grösseren Klappenteile oberhalb der Drehachse.

Die mehrsitzigen Ventile unterscheiden sich wieder dadurch, dass die Ventilsitze entweder alle in einer Ebene oder in verschiedener Höhe übereinander liegen; mit in einer Ebene liegenden Ventilsitzen bezeichnet man sie als einfache Ringventile, während bei übereinander liegenden Sitzen

Fig. 158.

Fig. 158a.

mehrfache Ringventile, Stufen- oder Stockwerk-Ventile entstehen. Die Ventile können dabei Hub- oder Klappenventile, die Sitze teller- oder kegelförmig sein.

Zu den einfachen Ringventilen gehören auch die Doppelklappen, wie sie häufig bei Ventilkolben angewendet werden, wo beiderseits der Kolbenstange der Kolben durchbrochen und mit zwei Klappen versehen ist, wie Fig. 158. Ebenso können bei grossen Kolben auch mehrere Klappen um die Kolbenstange angeordnet sein, deren Drehachsen am Umfange des Kolbens liegen, so dass die Flüssigkeit mit möglichst geringer Ablenkung von ihrer ursprünglichen Stromrichtung in der Mitte des Kolbens durchfliesst; diese Anordnung lässt sich nicht nur für Kolbenventile, sondern auch für Saug- und Druckventile durchführen. Statt die Drehachse an den Umfang

Digitized by Google

der Ventilöffnung, kann man dieselbe auch in die Mitte derselben um eine Spindel legen, wodurch die Flüssigkeit von der Mitte nach dem Umfange abfliessen muss. Diese Anordnung wird besonders für Gummi- und Lederklappen gewählt, wenn die Ventilöffnung gross ist, so dass eine Durchbiegung der Platten möglich ist; die Gesamtventilöffnung ist dann gleichsam wie mit einem Gitter überdeckt, dessen Einzelöffnungen durch die in der Mitte um die Spindel auf- und zuklappende Gummischeibe geschlossen werden (siehe Fig. 158a). Der Anschlag für die Hubbegrenzung wird in diesem Falle trichterförmig um die Spindel angebracht. Damit der Ausschlag der Klappe nicht zu gross ausfällt, lässt man dieselbe bei dem Öffnen zunächst erst einen kleinen senkrechten Hub und danach das Aufklappen ausführen; durch diese schwache Aufbiegung der beweglichen Gummischeibe erhält diese eine grössere Dauerhaftigkeit an der Drehkante. Zu demselben Zwecke giebt man dem Gitter auch eine kegelförmige Gestalt, so dass seine Fläche von der Mitte nach dem Umfange ein wenig Gefälle hat; die Klappe muss in diesem Falle bei dem Öffnen sich erst in die horizontale und dann nur noch wenig in die aufsteigende Lage aufbiegen. Die mehrsitzigen Klappenventile mit kreisförmiger Drehkante um eine mittlere Spindel können auch beschleunigten Schluss durch eine um diese Spindel gelegte Spiralfeder erhalten. Der raschere Schluss kann bei diesen Ventilen auch dadurch erreicht werden, dass man die bewegliche Gummischeibe am Umfange dicker als an der Drehkante macht.

Die einfachen, mehrsitzigen Ventile, deren Sitze alle in einer Ebene liegen, werden wegen der um eine Spindel ringförmig angeordneten Sitze auch einfache Ringventile genannt, im Gegensatze zu den mehrfachen, Stockwerk- oder Stufen-Ringventilen. Die einzelnen Ventile können statt ringförmig auch in mehreren Gruppen gleichmässig über die Sitzfläche verteilt werden, wodurch ein Gruppenventil entsteht.

Die einfachen Ringventile gestatten im allgemeinen keine geringere Hubhöhe als die einsitzigen Ventile, nur wenn Drehkanten der mehrsitzigen Ventile am Umfange der Ventilöffnung liegen und die Sitze schräg aufwärts gerichtete Lage

Digitized by Google

haben, wie Fig. 159, ergeben sich geringere Reibungswiderstände und der Durchflussquerschnitt oder die Hubhöhe kann demgemäss gemindert werden. Noch günstiger werden die Durchflussverhältnisse, wenn der Durchfluss sowohl an der inneren als auch an der äusseren Kante des Ventilsitzes stattfinden kann, wie bei dem in Fig. 160 und 161 abgebildeten Ventile mit kugelförmigen Sitzflächen, die aber auch kegel- und tellerförmig sein können.

Bei den Stufenventilen liegen die Sitze in verschiedener Höhe übereinander; sind nur zwei Ringsitze vorhanden, wovon der innere unter dem äusseren oder der letztgenannte unter dem inneren liegt, dann bezeichnet man dies als ein Doppelsitzventil; ein solches ist in Fig. 162 abgebildet. Die Ventil-

Fig. 159.

Fig. 160.

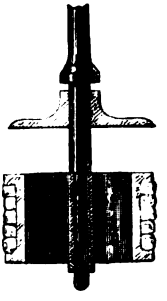


Fig. 161.

sitze bestehen hier aus Riemen, in welche Gummiringe eingetrieben sind; mit Rücksicht auf ihre Form bezeichnet man diese Art Ventile auch als Glockenventile. Legt man den inneren Ring nicht wie in Fig. 162 über sondern unter den äusseren, so erhält das Ventil eine kleinere Höhe. Die Doppelsitzventile gestatten wie die einfachen Ringventile mit Durchfluss an der inneren und äusseren Kante, eine geringere Hubhöhe als die einsitzigen Ventile. Zu dem Zwecke möglichst geringer Hubhöhe sind eine grosse Zahl von Stufen- oder Stockwerkventilen gebildet worden, welche gegenüber den einfachen Ringventilen in einer Ebene den Vorzug haben, dass der Ventilquerschnitt beträchtlich kleiner ausfällt als bei jenen.

Digitized by Google

In Fig. 163 und 164 ist ein mehrsitziges Ringventil abgebildet, welches gleichsam den Übergang zu den Stufenventilen bildet; die Ventilsitze und Öffnungen sind hier durch eine Reihe kreisförmig gestellter, senkrechter Nuten gebildet, welche von den als Ventile wirkenden starken Gummischnüren *f* bedeckt werden, die sich bei einem Drucke von aussen fest anschliessen, bei einem Drucke von innen dagegen die Nutöffnungen frei geben.

Fig. 162.

Fig. 163 und 164.

Statt der senkrechten Anordnung der Nuten zeigt die Fig. 165 die spiralförmige Anordnung derselben, die zweckmässig auch in einzelnen wagerechten Ringen, sei es von gleichem, oder mit der Höhe abnehmendem Durchmesser, bewirkt werden kann; eingelegte Gummiringe bilden auch hier den beweglichen Schluss der Nutöffnungen. Ein Stockwerkventil erhält man auch, indem man mehrere einfache, mehrsitzige Ringventile übereinander anordnet, wobei ebenfalls der Gesamtdurchmesser der einzelnen Ringventile entweder gleich gross, oder von unten nach oben an Grösse abnehmend sein kann, wodurch die Gesamtventilgestaltung kegelförmig wird.

Digitized by Google

Fig. 166 zeigt ein solches kegelförmiges Stockwerkventil, welche Form gestattet, die Durchflussgeschwindigkeit für alle Stufen annähernd gleichmässig zu erhalten, was bei der cylindrischen Form mit gleichem Durchmesser aller Stufenringe nicht angängig ist. Die ringförmigen Ventilsitze sind mit Lederklappen bedeckt, die an dem befestigten Innenrande ihre Drehkante haben und mit Metallplatten versteift sind. Der Vertilschluss kann auch hier noch beschleunigt werden, indem man den Ventilanschlag mit Federn oder Gummipolstern

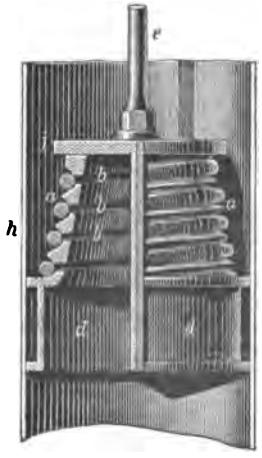


Fig. 165.

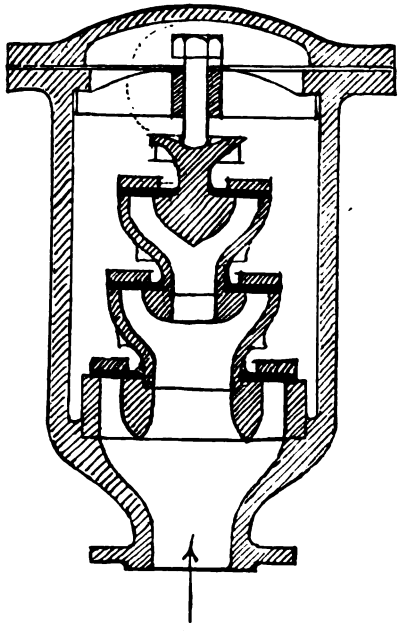


Fig. 166.

versieht. Statt der in Fig. 166 gezeichneten, wagerechten Lage der Ventilsitze werden diese zur Erzielung eines möglichst ungehinderten Abflusses auch von innen nach aussen geneigt angelegt, so dass die Ringfläche eine Kegelfläche bildet. Die einzelnen Stufenringe werden sowohl als Klappen, wie als Kegel- und Kugelventile ausgeführt.

Eine besondere Art Stufenventil mit senkrechten Ventilklappen aus Gummi oder Leder zeigt die in Fig. 167

Digitized by Google

abgebildete Pumpe; das um zwei Drehkanten bewegliche Ventil ist U-förmig und bildet der innere Schenkel das Saug-, der äussere das Druckventil. Diese Anordnung lässt sich auch umkehren.

Für unreine, dicke Flüssigkeiten werden häufig Ventile ohne Sitz, die sogenannten Lippenventile angewendet. Der Schluss wird dabei dadurch erreicht, dass zwei Klappen bei dem Schlusse sich gegeneinander bewegen, bis ihre zwei äussersten Kantenflächen aufeinandertreffen und durch den auf ihnen lastenden Druck gegeneinander abgedichtet werden. Die

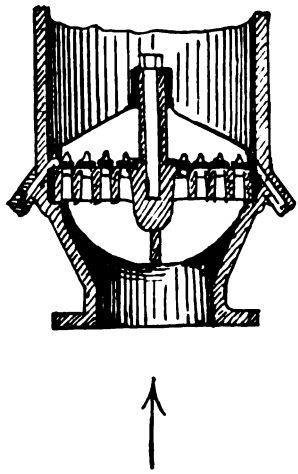


Fig. 166a.

Fig. 167.

Klappen können dabei gewöhnliche Leder- oder Kautschukklappen sein, nur müssen die Aussenkanten so geformt sein, dass bei dem Schlusse sie sich fest aufeinander legen; ausserdem verlegt man den Schwerpunkt der Klappe auch möglichst entfernt von der Drehachse, indem man die Klappe bei der Aussenkante verdickt.

Ein mehrsitziges, einfaches Ringventil ist durch Fig. 166a dargestellt; dies Ventil, das für Körtingsche Pumpen verwendet wird, besteht aus einem Roste mit 4 konzentrischen Sitzringen der Ventile. Der ganze Ventil-Apparat kann durch Lösung einiger Schrauben leicht aus dem Ventilgehäuse ge-

Digitized by Google

hoben werden, sei es zum Zwecke einer Reinigung oder auch einer nötigen Ausbesserung.

Diese Art Ventile haben einen grossen Durchgangsquerschnitt, wodurch die Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers thunlichst herabgemindert, der Ventilgang ein stossfreier wird; dieser Vorzug ist besonders günstig zur Überwindung grösserer Saughöhen. Die Ventilringe erhalten beschleunigten Schluss durch Federbelastung oder Gummipolster.

Die Anordnung der Ventilsitze in konzentrischen Ringen ergiebt einen gleichmässigeren Wasserdurchfluss als die Anordnung der einzelnen Ventilöffnungen mit ihren Sitzen in einzelnen oder mehreren Gruppen; auch ist sie billiger in der Herstellung und erfordert weniger Raum.

2. Die zwangsläufige Bewegung der Ventile mittels Steuerung.

Für die Föderung heisser Flüssigkeiten, sowie wenn die Pumpe aus luftverdünntem Raume saugen muss, ist es nötig, dass das Öffnen des Saugventiles ein gezwungenes ist, während der Schluss selbstthätig erfolgt. Man kann hierzu Federn oder Gewichte verwenden, oder eine Steuerung durch einen von der Schwungradwelle umgetriebenen Excenter oder Daumen. Eine hydraulische Steuerung kann man dadurch bewirken, dass man die Ventilspindel mit einem sogenannten Membrankolben versieht, der beim Saugen der Pumpe von der Druckseite niedergedrückt wird und dadurch das Saugventil öffnet; bei dem Drücken aber wird der Membrankolben angesaugt und damit das Saugventil geschlossen.

Statt das Öffnen zwangsweise zu bethätigen, wird ein Zwang für den Ventilschluss veranlasst, wenn einen möglichst raschen Schluss erzielen will, ohne den Ventilhub durch Anwendung von grossen einfachen und Stufenringventilen herabsetzen zu müssen. Durch gesteuerten Schluss vermeidet man diese grossen, vielfach zusammengesetzten Ventile, welche grosse Ventilgehäuse mit erheblichen Wandstärken erfordern.

Professor A. Riedler hat gesteuerte Ventile konstruiert, welche häufige Verwendung gefunden haben. Die Öffnung des Ventiles erfolgt nach Riedlers System selbstthätig, der Schluss erfolgt durch einen um eine Welle sich drehenden, eigentümlich

Digitized by Google

geformten Excenter, welcher am Ende des Kolbenhubes rasch niederdrückt, jedoch nicht ganz schliesst, sondern den völligen Schluss der Selbstthätigkeit des Ventiles überlässt, den Abschluss aber dann bis zum Beginne eines neuen Ventilhubes gegen zufällige Unterbrechungen sichert. Der Excenter kann dabei unmittelbar über den Kopf der Ventilspindel gleiten, oder sein Druck wird erst durch Hebel auf die Ventilspindel übertragen. Unter Anwendung dieser Schlusssteuerung der Ventile. können diese auf das geringste, zuverlässige Maass gebracht und mehrsitzige Ventile können entbehrt werden. Ausserdem erhalten die Pumpen durch den raschen, ohne Stoss erfolgenden Schluss der gesteuerten Ventile, selbst bei grossen Kolbenspielzahlen, einen ruhigen Gang, und die Ventile werden wegen des stossfreien Schlusses weniger abgenutzt, als bei nur selbstthätigen Ventilen. Der zwangsläufige Schluss schliesst ein Versagen der Ventile aus, sowie auch ein Ecken und Klemmen derselben unmöglich ist. Das Ventilgewicht kann innerhalb der Festigkeitsgrenzen thunlichst klein gemacht werden, wodurch andererseits die Öffnung des Ventiles auch wesentlich erleichtert wird. Unterstützt wird die Ventilsteuerung, bezw. auf ein Mindestmass gebracht, durch gleichzeitige Anwendung von Federkraft.

Allseitig gesteuerte Ventile, die sowohl zwangsläufig schliessen als auch zwangsläufig öffnen, kommen nur wenig zur Anwendung, weil diese Steuerung nur für Schieberventile und für Hähne benutzt werden kann. Hähne können nur für Durchgangswege von geringer Weite in Betracht kommen und die Schieber gestatten keinen raschen Schluss und Öffnung, sowie sie auch grosse Gleitflächen mit Gehäusen und schon beträchtlichen Kraftaufwand für ihre Bewegung erfordern. Bei Dampf- und Wasserdruckpumpen ist die Schiebersteuerung mehrfach zur Ausführung gebracht worden.

Ein Haupterfordernis für die gesicherte Thätigkeit der Pumpen ist die Zugänglichkeit der Ventile und ihr ungehindertes Spiel in dem Raume der Ventilkammer. Der Durchfluss der Flüssigkeit bei geöffnetem Ventile muss unter thunlichst geringer Ablenkung von der ursprünglichen Stromrichtung erfolgen; der Rückfluss, welcher oberhalb des Ventiles

Digitized by Google

bei dessen Schlussbewegung eintritt, soll eine derartige Richtung auf das Ventil haben, dass die Schlussbewegung in der Richtung der Ventilachse erfolgt, kein Seitendruck stattfindet, wodurch Klemmungen veranlasst werden können. Die Ventilkammer ist mit einer Thüre oder einem Deckel zu versehen, der mittels Bügel, Riegel oder Schrauben so befestigt ist, dass er jeder Zeit bequem entfernt und die Ventile herausgenommen werden können. Für Hubhöhe und ungehinderten Durchfluss muss die Kammer genügend Raum bieten. Besonders bei grossen Ventilgehäusen und hohem Druck der Flüssigkeit ist die Wandstärke genügend gross zu machen und, wenn nötig, ist das Gehäuse noch durch Rippen zu verstärken. Die zulässige Be-

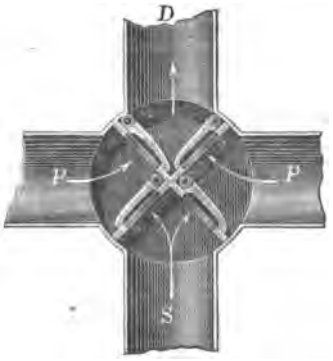


Fig. 168.

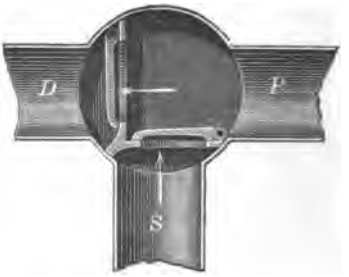


Fig. 169.

anspruchung darf mit Rücksicht auf die vorkommenden Pumpenstösse nicht sehr gross genommen werden.

Die Gruppierung der Ventile um den Cylinder ist eine sehr mannigfaltige, wonach auch wieder sich ergiebt, dass in einer Ventilkammer entweder nur ein oder mehrere Ventile untergebracht sind. Wo es sich darum handelt, dass möglichst alle Ventile gleichzeitig zugänglich sind, werden diese in einem einzigen Gehäuse untergebracht wie in Fig. 168 und 169. Das Gehäuse hat eine kegelförmige Gestalt und ist der Ventilkörper genau in dasselbe gefügt und festgeschraubt; die kegelförmige Erweiterung des Gehäuses nach oben gestattet ein leichtes Herausziehen des Ventilkörpers. In den beiden Zeichnungen bedeutet *S* das Saugrohr, *D* das Druckrohr und *P* den

Digitized by Google

Pumpencylinder. Fig. 168 ist ein Ventilgehäuse für eine doppeltwirkende, Fig. 169 ein solches eine einfach wirkende Pumpe.

3. Fussventile und Saugkörbe.

Dieselben wurden schon auf S. 23 u. 24 erwähnt und auf die Zeichnungen Fig. 3 bis 10, hingewiesen; vervollständigt werden diese Angaben noch durch folgendes:

Bei sehr unreinen Flüssigkeiten, z. B. in den Thongruben der Ziegeleien, in Baugruben u. s. w. kommt es vor, dass sich

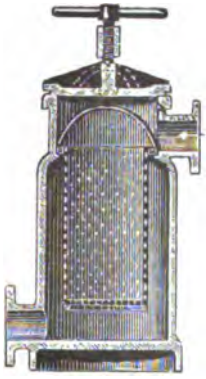


Fig. 170.

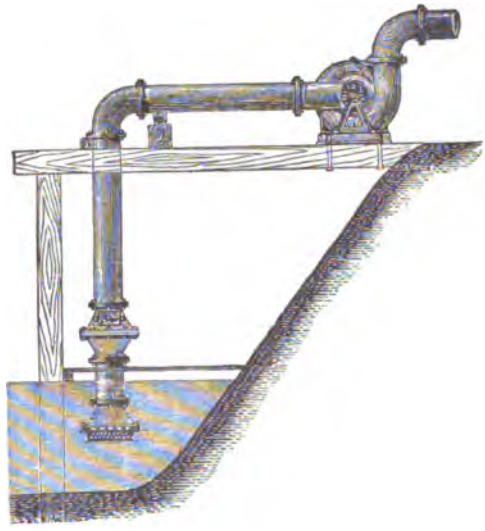


Fig. 171.

Sand, Steine oder andere mitgerissene Körper unter den Ventilklappen festsetzen und deren Schluss bei dem Anhalten der Pumpen verhindern. Das Wasser in den Schleuderpumpen und Rohrleitungen läuft alsdann ab und es wird nötig, das Fussventil zu reinigen, ehe man die Pumpen wieder anfüllen kann.

Um dies zu verhindern, setzt man da, wo die Örtlichkeit es zulässt, sogenannte Steinfänger Fig. 170 vor das Fussventil oder man wendet die sogenannten Doppelfussventile, welche oberhalb des Saugwasserspiegels in die Saugleitung gesetzt werden, während an der Mündung des Saugrohres nur

Digitized by Google

ein Saugkörb ohne Ventil angebracht wird. Bei dieser Anordnung können die mit Reinigungsdeckel versehenen Fussventile jeder Zeit leicht gereinigt werden; Fig. 171. Die Firma Brodnitz & Seidel in Berlin liefert derartige Doppel-Fussventile zu folgenden Preisen:

Tabelle XLIII.

Rohrlichtweite in mm	40	50	60	80	100	125	150	175	200	250	300	400	500
	Preise in Mark.												
Doppelfussventil mit Reinigungsthür	35	40	45	50	65	80	100	120	145	190	230	340	480
Trichterförm. Einlaufstück mit Saugkorb .	6	8	9	10	16	22	28	35	42	50	70	100	140

Rückschlagklappen werden auch in die Druckrohrleitung eingesetzt, sei es um den Rücklauf der Flüssigkeit zu verhüten oder beim Ansaugen der Schleuderpumpen durch Dampfexhaustoren den Eintritt der Luft von aussen zu verhindern. Statt eine solche in die Leitung einzuschalten, kann man dieselbe auch als Ausgussklappe unmittelbar vor die Mündung des Druckrohres setzen.

Fig. 172.

In Fig. 8, S. 24, ist eine Zwischen- und in Fig. 157, S. 280, eine Ausgussklappe abgebildet.

Die Preise verschiedener Saugkörbe, Fussventile und Klappen sind in nachstehender Tabelle XLIV angegeben; ebenso auch die Preise der Absperrschieber für Saug- und Druckleitungen, die durch Fig. 172 abgebildet sind.

4. Selbstthätige Druckregulatoren.

Die Duplex-Dampfmaschinen mit zwei doppeltwirkenden Pumpen haben keinen toten Punkt. Sie gehen in jeder Kolbenstellung selbstthätig an, können daher durch selbstthätiges Öffnen und Schliessen des Dampfventils sowohl in als ausser Betrieb gesetzt werden. Dieses bewirkt der Druckregulator,

Digitized by Google

Tabelle XLIV.

Masse und Preise von Saugkörben, Fuss- und Klappenventilen.

Rohrlichtweiten in mm	40	50	60	80	100	125	150	175	200	250
	Preise in Mark									
Absperrschieber mit Handrad für Saugleitungen .	19	21	23	30	37	47	55	64	79	105
Absperrschieber mit Handrad für Druckleitungen .	26	28	30	39	48	68	83	100	119	165
Saugkörbe mit Fussventil Fig. 4	—	20	22	26	30	75	85	105	135	175
Saugkörbe mit Fussventil Fig. 5	12	16	20	30	—	—	—	—	—	—
Saugkörbe mit Fussventil Fig. 6	—	—	—	—	60	75	90	120	200	—
Zwischenklappen Fig. 8	—	—	—	30	40	55	70	80	100	150
Ausgussklappen Fig. 157	—	—	—	—	50	60	70	80	100	130

Rohrlichtweite in mm	275	300	350	400	450	500	600
	Preise in Mark						
Saugkörbe mit Fussventil Fig. 4	210	250	325	—	—	—	—
Zwischenklappen Fig. 6 .	175	200	250	325	400	500	600
Ausgussklappen Fig. 157 .	150	170	210	250	290	350	—
Absperrschieber mit Handrad für Saugleitungen .	120	142	189	250	300	365	440
Absperrschieber mit Handrad für Druckleitungen .	190	227	269	350	400	500	660

sobald ein bestimmter Druck in der Druckleitung der Pumpe über- oder unterschritten wird, ohne dass der Maschinenwärter Hand an die Ventile zu legen hat. Diese selbstthätige Ingangsetzung der Pumpen ist besonders da von hohem Werte, wo an die Druckrohrleitung der Pumpe Löschventile mit ihren Schläuchen und Rohrleitungen unmittelbar angeschlossen sind, indem die Pumpe sofort in Gang gesetzt wird, sobald durch Wasserentnahme zu Löschzwecken in der Druckleitung die Spannung vermindert wird. In Fabriken und Anstalten, wo die Pumpe stets unter Dampf gehalten werden kann, ist daher eine Duplexpumpe mit Druckregulator eine wirksame Löscheinrichtung. Ausserdem bildet der Druckregulator noch für andere Pumpenanlagen mit wechselnden Druckverhältnissen oder absetzendem Betriebe eine nützliche und bequeme Einrichtung. Der Regulator wird einerseits mit dem Druckwind-

Digitized by Google

kessel in Verbindung gebracht, andererseits an das Gehäuse der Dampfsteuerung unmittelbar angeschlossen; auch empfiehlt es sich, in die Druckleitung ein Sicherheitsventil einzuschalten.

Die Maschinenfabrik von Weise & Monski in Halle a. S. liefert diese selbstthätigen Druckregulatoren zu folgenden Preisen in Mark.

Lichtweite der Dampfzuleitung in mm	20	25	33	40	50	65	75
Preis des Regulators in Mk. .	120	140	160	200	250	300	350

Um die Fördermenge bei Pumpen mit unveränderlicher Hubzahl während des Betriebes nach Belieben regeln zu können, werden an den Pumpen Umlaufvorrichtungen angebracht, welche das Wasser von dem Druck- in den Saugraum zurückleiten. Für Kessel-Speisepumpen, welche ununterbrochen speisen sollen, kann man mittels einer solchen Vorrichtung durch Einstellung des Regelungsventiles, genau die verdampfte Wassermenge fördern. Auch für andere Pumpen kann man diesen Regulator anbringen. A. L. G. Dehne in Halle a. S. liefert dieselben zu folgenden Preisen.

Tabelle XLIV.

Fördermenge der Pumpe in der Stunde. Liter	Bis 2500	8000	12000	20000	40000
Weite des Umlaufrohres. mm . . .	15	20	25	25	30
Preis eines Regulators für Kesselspeisepumpen. Mk.	17	20	25	30	40
Für andere Pumpen. Mk.	20	24	28	35	46

Es kommt ferner vor, dass die Fördermenge immer gleich gross bleiben soll, wenn auch die Förderhöhe veränderlich ist; z. B. wenn Schleuderpumpen das Wasser aus Flüssen entnehmen, deren Wasserstand abwechselnd steigt und fällt, worüber auf S. 256 schon Näheres mitgeteilt wurde; ebenso über den Fall, dass die Förderhöhe unveränderlich, die Fördermenge veränderlich sei.

Selbstthätige Regelungsventile für diese Fälle liefert die Firma Brodnitz & Seydel zu ihren Schleuderpumpen; diese

Digitized by Google

Ventile sind mit Schwimmern verbunden und bei veränderlicher Förderhöhe am Fusse des Saugrohres angebracht, so dass der Schwimmer auf dem Saugwasserspiegel schwimmt, mit diesem fällt und steigt und dabei die Mündung des Saugrohres mehr oder weniger öffnet. Bei veränderlicher Fördermenge dagegen bewegt sich der Schwimmer mit dem Wasserspiegel des Sammelbehälters auf und ab in welchen die Pumpe das Wasser fördert; mit dem Steigen des Schwimmers schliesst ein vor der Ausgussöffnung angebrachtes Ventil diese mehr und mehr und hemmt damit die Wasserförderung, während beim Sinken des Wasserstandes im Wasserbehälter durch den Schwimmer das Ausgussventil weiter geöffnet, die Wasserförderung erhöht wird. Die Regulierventile schliessen nicht ganz dicht ab, indem sie selbst bei vollständigem Schlusse noch ein wenig Wasser durchlassen, so dass beim Fortlaufen der Pumpen immer noch eine geringe Bewegung des Wassers stattfindet, und bei lange andauerndem Abschlusse eine Ermärmung des Wassers im Pumpengehäuse infolge der Drehungen des Schaufelrades nicht eintreten kann. Um ein Festrosten der Zapfen und Abschlussflächen der Ventile zu verhüten, sind dieselben aus Rotguss hergestellt.

Wenn nun einerseits durch Anschaffung von Schwimmerregulatoren Mehrkosten erwachsen, so werden andererseits durch deren Wirksamkeit Ersparnisse erzielt, indem sowohl der Sammel-Hochbehälter als auch der Sammelbrunnen viel kleiner angelegt werden können, als wenn sie dem Bedarfe ohne diese Ventile genügen müssen. Die Preise für die Ventile betragen:

Tabelle XLV.

Rohrlichtweite. mm	40	50	80	100	125	150	175	200	250	325
Ausguss-Reg.-Ventil. Mk. . . .	80	100	125	150	180	220	270	330	410	520
Saug- oder Fuss-Reg.-Ventil. Mk.	80	100	125	150	180	220	270	330	410	520
Saugkorb f. letzteres. Mk. . . .	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150

Gewöhnlich wird bei Anwendung von Saug-Regelungsventilen im Saugesumpf- ein Rost von Flacheisenstäben eingebaut, um grössere schwimmende Körper als die Pumpe

Digitized by Google

bewältigen kann, von derselben fern zu halten. Das Saugregelungsventil kann auch mit einem Saugkorbe vollständig umgeben werden, was jedoch nur in reinem Wasser oder in Fällen zu empfehlen ist, wo gelegentliche Reinigung der Drahtsiebe dieses Korbes leicht ausgeführt werden kann. Derartige Regelungsventile sind schon an sehr vielen Orten zu vorteilhafter Verwendung gelangt, auch in schmutzigem Wasser, wie z. B. in Braunkohlengruben und ähnlichen Betrieben.

5. Die Windkessel.

Von den Windkesseln war im I. Abschnitt schon eingehend die Rede, sowie auch im Vorhergehenden durch die Figuren 12, 13, 43a und 43b auf Seite 26 und 31 verschiedene Windkesselformen dargestellt wurden. Ausserdem ist aber noch zu erwähnen:

Die Einmündung des Zuführungsrohres von den Pumpen zu dem Druckwindkessel, sowie die Ausmündung für das vom Druckwindkessel abgehende Druck- oder Steigrohr, sollen einander nicht gegenüberliegen, sondern vielmehr die Ein- und Ausströmung möglichst getrennt von einander sein, damit etwaige Pumpenstösse sich durch die Flüssigkeit nicht fortpflanzen, sondern von dem elastischen Luftkissen des Windkessels aufgenommen werden; am besten ist daher, die Mündung des Zuführungsrohres im Druckwindkessel in den Luftraum desselben zu verlegen.

In Fig. 12 Seite 31 ist ein grosser Saugwindkessel aus Schmiedeeisen abgebildet; in ähnlicher Gestaltung werden auch die Druckwindkessel hergestellt. Für mittleren Druck fertigt man die Windkessel aus Gusseisen, für Hochdruck aus Schmiedeeisen oder Stahlblech.

Die kleinen Druckwindkessel der Einzelpumpen werden im allgemeinen als Hauben über den Ventilgehäusen ausgebildet und verbindet man zweckmässig die Lufträume der Einzelwindkessel einer Zwillings- oder Drillingspumpe durch eine kleine Rohrleitung miteinander, wodurch ein ziemlich gleichmässiger Druck auf die Pumpenventile erhalten wird, was die Bewegung derselben günstig beeinflusst. Für Säure-

Digitized by Google

pumpen werden die Windkessel mit Blei, Zinn oder Hartgummi ausgekleidet in einer Stärke von 5 mm.

Nächst den Windkesseln werden häufig auch Sicherheitsventile in die Druckleitung eingebaut; der zulässige Höchstdruck des Wassers ist durch das Hebelgewicht begrenzt, und sobald dieser Druck überschritten wird, hebt sich das Ventil und lässt Wasser ausströmen.

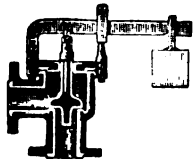


Fig. 173.

Die Fig. 173 zeigt ein solches Sicherheitsventil, dessen einer Rohrstutzen zur Verbindung mit dem Druckrohre, der andere mit dem Abflussrohre dient. Die hellen Linien in der Zeichnung deuten an, in welcher Weise das Ventil, wenn es mit Säuren in Berührung kommt, mittels Blei, Zinn oder Hartgummi auszukleiden sind.

Diese Sicherheitsventile werden auch mit zwei Ventilen und zwei Gewichtshebeln über einen Verbindungsstutzen mit dem Druckrohre hergestellt, wodurch doppelte Sicherheit erreicht wird, oder um bei grosser Lichtweite des Druckrohres die Ventilgrösse und Gewichtshebel nicht übermässig machen zu müssen.

Häufig werden auch Absperrschieber in die Pumpenleitungen eingesetzt, wovon Fig. 172 eine Schnittzeichnung ist; nachstehend folgen Preisangaben über die Sicherheitsventile.

Durchgangslichtweite mm	40	50	60	80	100	125	150	175	200	250
Sicherheitsventile	25	30	35	45	65	—	—	—	—	—
Absperrschieber	25	30	35	45	60	80	100	120	150	220

Die Apparate zum Ansaugen der Flüssigkeit vor Ingangsetzung der Schleuderpumpen sind:

Die Dampfexhaustoren bestehen aus einem gusseisernen Gehäuse mit zwei Rohrstutzen, von denen der grössere mit der zu füllenden Pumpe in Verbindung gebracht wird, während der kleinere für den Anschluss des Dampfzuführungsrohres dient. In dem Gehäuse befinden sich die beiden Absperrventile für Dampfzutritt und Luftaustritt, welche durch einen gemeinsamen Hebel gleichzeitig geöffnet und geschlossen werden. Der mit grosser Geschwindigkeit das Gehäuse durchströmende

Digitized by Google

Dampf, der durch eine trompetenförmige Verlängerung des Gehäuses dieses wieder verlässt, saugt die Luft aus der Pumpe mit grosser Geschwindigkeit. Es muss dabei in der Druckleitung der Pumpe ein Rückschlagventil angebracht sein, welches gegen einen Rücklauf in diesem Rohre schliesst; die Saugleitung hat dagegen kein Fussventil nötig, weil durch den Exhaustor die Füllung der Pumpe rasch bewirkt werden kann. Sobald die Füllung des Saugrohres dem Ende naht, bemerkt man dies an dem veränderten Ton beim Ausströmen des Dampfes oder durch einen unterhalb des Exhaustors angebrachten Wasserstandszeiger. Bei 4 Atmosphären Dampfdruck erzeugt der Exhauster eine Luftleere bis zu 8,0 m Wassersäule.

Man kann die ungefähre Zeit des Anfüllens einer Pumpe nebst Rohrleitung in Minuten mit Hilfe der Formel $\frac{J \cdot H}{C}$ finden, worin J den Inhalt der Pumpe und Rohrleitung in Liter, H die senkrechte Entfernung des höchsten Punktes des zu füllenden Raumes vom Wasserspiegel und C eine Erfahrungszahl, welche gleich 1500, 3000 oder 6000 ist, je nachdem der Durchmesser des Entlüftungsrohres 30, 40 oder 50 mm und derjenige des Dampfzuleitungsrohres 13, 20 oder 33 mm beträgt. Hierbei ist vorausgesetzt, dass der Dampfdruck im Ventilkasten des Exhaustors nicht niedriger als 3 Atmosphären ist, denn ausserdem nimmt sowohl die Saughöhe als die Leistung wesentlich ab.

In allen Fällen, wo eine grosse Druckhöhe zu überwinden ist, thut man gut, zur Vermeidung von Beschädigungen des Wasserstandszeigers durch den darauf lastenden Wasserdruck, einen Absperrhahn einzuschalten. Statt des Wasserstandszeigers kann ein Vakuummeter mit dem Entlüftungsrohre des Dampfexhaustors in Verbindung gebracht werden, besonders dann, wenn der Exhaustor in grösserer Entfernung von der Schleuderpumpe angebracht werden muss; von dem Anzeiger des Vakuummeters kann man unmittelbar ablesen, bis zu welcher Höhe das Wasser in der Pumpe und Rohrleitung gestiegen ist.

Der Preis eines Dampfexhaustors, einschliesslich Wasserstandszeiger oder Vakuummeter, alles in Rotguss, beträgt bei Brodnitz & Seydel in Berlin

Digitized by Google

Durchmesser des Entlüftungsrohres in mm	30	40	50
Preis in Mk.	140	210	300

Für Schleuderpumpen, welche durch Elektromotoren, Gasmotoren oder Petroleummotoren betrieben werden, hat sich die Anwendung von Luftpumpen zum Ansaugen des Wassers als zweckmässig erwiesen. Für kleinere Pumpen genügen Handluftpumpen, deren Saugstutzen durch Rohrleitung oder Gummispiralschlauch mit der Pumpe verbunden wird.

Mittlere Pumpen, besonders solche mit langen Saugrohrleitungen erfordern einstiefelige Luftpumpen mit Riemenbetrieb. Für grössere Pumpen sind zweicylindrige Luftpumpen mit Riemenbetrieb erforderlich. Um die Luftpumpen in gutem Stande zu erhalten, ist es nötig, darauf zu achten, dass kein Wasser in dieselben gelangt; deshalb muss der Absperrhahn schnell geschlossen werden, sobald die Füllung bewirkt ist.

In folgender Tabelle sind die Preise von Brodnitz & Seydel für diese Luftpumpen aufgeführt.

Tabelle XLVII.

Bezeichnung der Luftpumpe	Cylinder-Durchmesser in mm	Kolbenhub in mm	Kolbenspiele in der Minute	Luftmenge in der Minute Liter	Betriebsarbeit	Durchmesser der Saugl. in mm	Preis in Mk.
Einstiefelige Handluftpumpe No. 1	80	80	35	12	1 Mann	25	100
Einstiefelige Handluftpumpe No. 2	120	90	35	30	1 „	25	200
Einstiefelige Handluftpumpe No. 3	160	100	35	60	1 „	30	300
Doppelstiefelige Handluftpumpe für Riemenbetrieb	160	100	35	120	2 „	30	600
Einstiefelige Luftpumpe No. 1	150	80	80	100	1 P. S.	50	330
Einstiefelige Luftpumpe No. 2	200	100	80	225	2 „	65	450
Doppelstiefel. Luftpumpe No. 1	150	80	80	200	1 „	50	600
Doppelstiefel. Luftpumpe No. 2	200	100	80	450	2 „	65	900

Digitized by Google

In allen den Fällen, in denen reines Wasser zur Verfügung steht, werden Wasserstrahlpumpen zur Luftsaugung verwendet; kann dies Wasser einer Druckleitung entnommen werden, so wird die ganze Einrichtung eine sehr einfache, andernfalls muss das Wasser erst durch eine kleine Pumpe auf einen Druck von 5 bis 10 m Wassersäule gebracht werden. Das der Strahlpumpe entströmende Wasser kann immer von neuem wieder derselben zugepumpt werden. Für einen Druck von 6,0 m Wasserspiegel bis zum höchsten Punkte des zu füllenden Raumes findet man die Zeit der Anfüllung durch die Formel $\frac{J}{C \cdot H}$, worin J den Inhalt der Schleuderpumpe und Rohrleitung in Litern, H den Arbeitsdruck in Meter Wassersäule und C eine Erfahrungszahl, die in folgender Tabelle enthalten ist. Für geringere Saughöhen als 6,0 m ist die Auffüllungszeit kürzer und für grössere Saughöhen länger. Die Maasse, Leistungen und Preise der Wasserstrahl-Luftpumpen sind in folgender Tabelle nach Brodnitz & Seydel angegeben.

Tabelle XLVIII.

Durchmesser des Luftsaugestutzens in mm	Durchmesser der Wasserröhren in mm	Wasserbedarf in Liter in der Minute bei 10,0 m Druck	Geeignet für Pumpen von Durchgangslichtweite in mm	Erfahrungszahl C.	Preis in Mk.
			bis		
30	40	60	150	4	70
40	50	135	300	8	100
50	65	240	500	12	150
			und über		
65	100	530	500	25	200

6. Die Zwischenglieder für Kraftübertragung auf die Pumpen.

Häufig ist es örtlicher Verhältnisse wegen nicht möglich, Pumpe und Motor durch wagerechte Achse mit einander zu verbinden und auf diese Weise eine möglichst günstige Anordnung zu erhalten, welche in unmittelbarer Kraftübertragung und grösster Zugänglichkeit der einzelnen Maschinenteile besteht. Man ist dann genötigt, je nach der Lage von Motor

Digitized by Google

und Pumpe zu einander verschiedene Zwischenglieder anzuwenden.

Liegt Motor und Pumpe wagerecht, aber die letztgenannte tiefer als der Motor, so erhalten beide zunächst eine solche Lage, dass ihre Achsen in eine senkrechte Ebene fallen. Die Kraftübertragung wird in diesem Falle durch einen senkrechten Balancier vermittelt, dessen Drehachse tiefer als die Pumpenachse gelagert ist, so dass der Anhängepunkt des Pumpenkolbens am Balancier zwischen dessen Drehachse und dem Anhängepunkte der Kolbenstange des Motors liegt.

Hat der Motor wagerechte Lage, während die Pumpe tiefer und senkrecht steht, so kann zur Verbindung der wagerechten und senkrechten Kolbenstange ein Winkelhebel angewendet werden, oder auch eine Vereinigung von mehreren Winkelhebeln oder Kunstkreuzen. Die zweckmässigste Übertragung wird jedoch in diesen Fällen durch Vermittelung eines Balanciers bewirkt, der zugleich gestattet, durch eine Reihe verschiedener Aufhängepunkte die Leistung der Pumpen den wechselnden Bedürfnissen anzuschmiegen. Man wendet zu diesem Zwecke statt der gewöhnlichen Kurbeln sogenannte Kurbelscheiben an, die in verschiedenen Entfernungen vom Mittelpunkte der Drehachse mehrere Aufhängepunkte für die Kolbenstangen besitzen.

Erhält der Pumpenkolben seine Bewegung von einem Balancier, so kann man den Kolbenhub vergrössern und verkleinern, je nachdem man den Aufhängepunkt an dem Balancierarme mehr oder weniger von der Drehachse des Balanciers entfernt anbringt. Hauptsächlich für Schachtpumpen in Bergwerken kommt die durch Fig. 174 dargestellte Balancierübertragung zur Anwendung. *BC* in Fig. 174 ist der um die Achse *A* schwingende Balancier; bei *B* ist die Schubstange der Kraftmaschine und bei *C* die Schubstange *F* eingehängt. *DK* ist ein Hebel mit der Drehachse *E* und vorn mit dem Krümmlinge *K* versehen. An diesem Krümmlinge hängt eine eiserne Gelenkkette *G* und daran das Pumpengestänge für eine Saug- und Hebepumpe. Durch die Schubstange *F* werden die Bewegungen des Balanciers auf das Pumpengestänge übertragen. Um nun den Hub des Pumpenkolbens stufenweise verlängern

Digitized by Google

oder verkürzen zu können, ist die Schubstange F in vielen dicht nebeneinander liegenden Aufhängelöchern des Balanciers und des Hebels EK verstellbar. Je näher die Stange F gegen das Ende des Balanciers bei C hinausgerückt wird, desto grösser wird die Hubhöhe des Kolbens und je weiter dieselbe gegen den Krümmling K am Hebel DK vorgerückt wird, desto kleiner wird die Hubhöhe.

Es sei die Länge des Lastarmes AC am Balancier $= l$, der unveränderliche Hub der Schubstange der Kraftmaschine

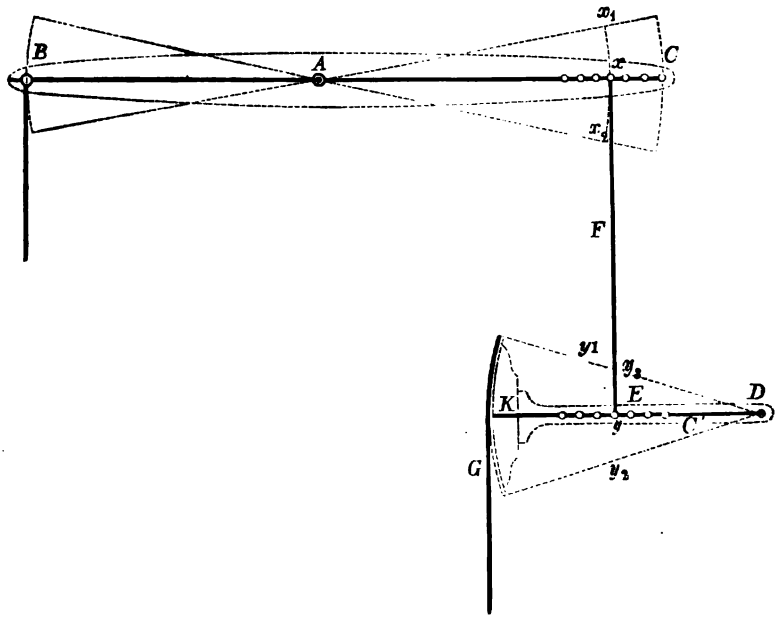


Fig. 174.

bei $B = H$, die Länge des Kraftarmes $AB = k$, die veränderliche Entfernung des Aufhängepunktes am Balancier von der Drehachse $A = x$, die Länge des Hebels DK oder der Halbmesser des Krümmlings $= r$, die Entfernung des Drehpunktes D von dem Punkte C', der senkrecht unter dem Endpunkte C des Balanciers liegt $= h$, der Hub des Pumpenkolbens $= y$, so erhält man folgende Beziehungen dieser Grössen zu einander, wenn $x_1\, x_2$ die Grenzpunkte der Bewegung

Digitized by Google

des Aufhängepunktes am Balancierarme AC und $x_1 y_2$ die Grenzpunkte der Bewegung des Aufhängepunktes E am Hebelarme DK sind. Die senkrechte Sehne $\overline{y_1 y_2} = \frac{\overline{DE} \cdot y}{r}$ und die Sehne $\overline{x_1 x_2} = H \cdot \frac{x}{k}$; da die beiden Aufhängepunkte x und y der Stange F in der wagerechten Lage des Balanciers senkrecht über einander stehen, wie auch der Punkt C über C', so ist $\overline{DE} = \overline{DC'} + Cx = h + \overline{AC} - \overline{Ax} = h + l - x$;
nach obigem ist aber:

$$y = \overline{y_1 y_2} \cdot \frac{r}{DE} \text{ und da } \overline{y_1 y_2} = \overline{x_1 x_2}, \text{ so ist}$$

$$y = H \cdot \frac{x}{k} \cdot \frac{r}{h + l - x}, \text{ woraus}$$

$$x = y \cdot k \cdot \frac{h + l}{H \cdot r + k \cdot y}.$$

Setzt man $y = \frac{H}{m}$, so wird

$$x = \frac{k \cdot (h + l)}{m \cdot r + k}$$

und wenn ferner noch $r = \frac{k}{n}$, dann wird

$$x = \frac{n \cdot (h + l)}{(m + n)}$$

und wenn endlich $h = \frac{l}{z}$ angenommen wird, so erhält man

$$x = l \cdot \frac{n\,(1 + z)}{z\,(m + n)}.$$

Macht man das Verhältnis der Hubhöhe (y) der Pumpe zur Hubhöhe H ebenso gross wie das Verhältnis des Krümmlings-Halbmessers r zum Balancier-Kraftarme k, also $m = n$, dann ist $x = l \cdot \frac{1 + z}{2z}$; in diesem Falle ist also die Entfernung x des Aufhängepunktes am Balancier-Lastarme AC nur von der Länge l des Kraftarmes und von der Grösse der Entfernung DC' abhängig. Ist $DC' = l$, dann ist $z = 1{,}0$ und

Digitized by Google

$x = l$, d. h. der Lastarm hat dieselbe Länge wie der Kraftarm des Balanciers. Je grösser z wird, desto kleiner fällt die Entfernung aus unter obigen Voraussetzungen. Die Bewegung eines doppelten Schachtgestänges ist in Fig. 174a dargestellt. R und R' sind zwei halbe Kunstkreuze mit den Krümmlingen K und K', woran die Schachtgestänge mittels Gelenkketten aufgehängt sind. Beide Kreuze sind durch die horizontalen Schwingen S derart mit einander verbunden, dass immer das eine Schachtgestänge gehoben wird, während das andere niedergeht und sich daher beide mit ihrer Last im Gleichgewichte halten. Die Drehpunkte der beiden Kreuze sind R

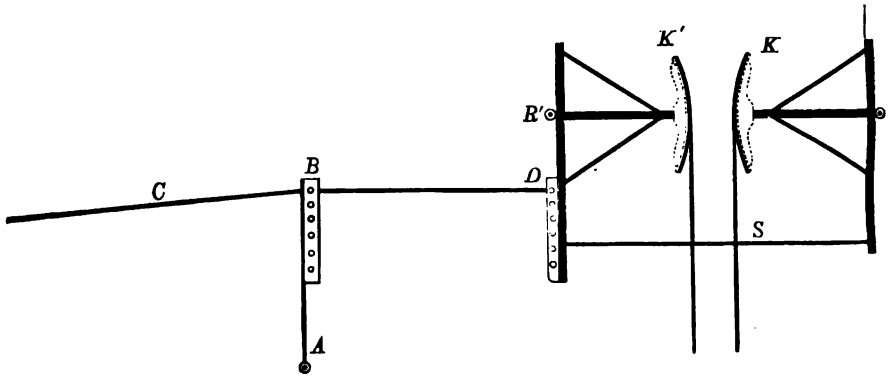


Fig. 174a.

und R'. Zwischen den Kunstkreuzen und der Kraftmaschine befindet sich der senkrechte um eine wagerechte Achse A bewegliche Hebel AB, der seine Schwingungen von der Kurbelstange BC der Kraftmaschine und diese durch die Verbindungsstange BD den Kunstkreuzen mitteilt. Damit der Kolbenhub der Pumpen beliebig verlängert oder verkürzt werden kann, sind bei B und D eiserne Kämme mit vielen nebeneinander gebohrten Löchern angebracht, in welchen die Verbindungsstange BD auf und ab verrückt werden kann.

Die Kraftübertragung durch Zwischenglieder auf die Pumpen hat immer zur Folge, dass die Kolbenstange bei ihrer Hin- und Herbewegung abwechselnd aus der Achsenrichtung der Pumpencylinder abgelenkt wird, wodurch der Druck des

Digitized by Google

Kolbens auf die Cylinderwand ein einseitiger und dadurch die Abnutzung eine grössere und zugleich ungleichmässigere wird. Je kürzer die Kolbenstange ist, desto grösser wird der Winkel der Abweichung und die einseitige Abnutzung; der Cylinder wird von dem bei jedem Auf- und Niedergange des Kolbens auf die Seite gedrückten Kolben an zwei entgegengesetzten Seiten seiner Wandung in kurzer Zeit ausgeschliffen und erweitert, am stärksten in der Mitte des Cylinders und abnehmend gegen dessen Enden. Die Dichtung der Kolben wird durch dieses Ausschleifen der Pumpencylinder sehr erschwert und die Leistung bedeutend vermindert.

Im allgemeinen beachte man folgende Regeln, um dem Kolben eine möglichst sanfte und von der Achsenrichtung des Cylinders nur wenig abweichende Bewegung zu verschaffen.

1. Man mache die Kolbenstangen oder die durch Gelenke mit denselben verbundenen Schubstangen möglichst lang.
2. Wird dem Kolben seine hin- und hergehende Bewegung durch einen sich schwingenden Hebel übertragen, so mache man den Hebelarm wenigstens 2 bis 3 Mal so gross als den Kolbenhub. Ferner teile man die unvermeidliche Abweichung aus der Achsenrichtung derart in zwei Hälften, dass sich die Kolbenstange während der Hubbewegung nach beiden Seiten der Achsenlinie gleich stark neigt. Ist z. B. der Pumpencylinder senkrecht gestellt und erhält die Bewegung mittels Kurbel von der wagerechten Kolbenstange des Motors, so muss man die Kolbenstange der Pumpe

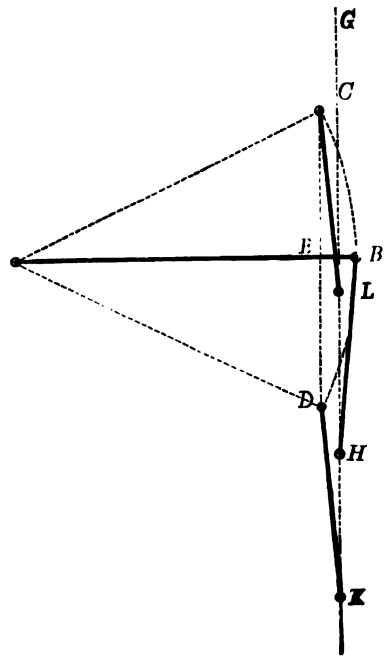


Fig. 174 b.

Digitized by Google

bei der wagerechten Lage des Kurbelarmes nicht, wie es gewöhnlich geschieht, unter einem rechten Winkel mit dem letztgenannten, sondern so mit dem Kurbelzapfen verbinden, dass die Richtung der Kolbenstange mit der Wagerechten einen spitzen Winkel bildet.

Es sei z. B. *AB* Fig. 174 b der Kurbel- oder Hebelarm in seiner wagerechten Lage mit dem Drehpunkte *A* und dem Aufhängepunkte *B* der Kolbenstange. *CBD* ist der Bogen, den dieser Hebelarm bei jedem Kolbenhube beschreibt und die Linie *EB* giebt das Mass der Abweichung von der an den Punkt *B* gelegten Tangente dieses Bogens. Teilt man die Linie *BE* in zwei gleiche Teile *BF* und *EF* und errichtet im Punkte *F* auf $\overline{AB}$ eine Senkrechte *GH*, so bringe man die Achse des Pumpencylinders in diese Linie und man erhält den Vorteil, dass die Kolbenstange sowohl bei dem tiefsten, bei dem mittleren und dem höchsten Stande immer nur um das Stück $EF = {}^1/_2\, BE$ von der Achsenrichtung abweicht.

7. Die Rohrleitungen.

Zu den Pumpenleitungen werden hauptsächlich gusseiserne Röhren verwendet; in besonderen Fällen auch schmiedeeiserne Röhren, sowie besonders für die kleineren Lichtweiten auch Blei- und Kupferröhren.

8. Gusseiserne Röhren.

Zu Röhren soll nur geschmeidiges Eisen mit grauer, feinkörniger Bruchfläche verwendet werden und werden die guten Röhren zur Erreichung einer möglichst gleichmässigen Wandstärke nur noch in senkrecht stehenden Formen, mit den Muffen nach unten gegossen. Die Röhren sollen in der Längsrichtung vollständig gerade sein und konzentrische, gleichmässige Wandstärke besitzen. Weil das Schwanzende der Muffenröhren bei dem Giessen nach oben gerichtet ist, erhält es einen Aufguss, der senkrecht zur Längenachse abzuschneiden ist. Innen und aussen erhalten die Röhren gewöhnlich einen heissen Asphaltüberzug mit Ausnahme der Innenfläche der Muffe und des Schwanzendes, soweit dasselbe in die Muffe zu

Digitized by Google

liegen kommt; auch die Dichtungsflächen der Flanschen bleiben von dem Anstriche befreit,

Je nachdem man bei Herstellung einer Rohrleitung die Billigkeit, die Beweglichkeit der Rohrverbindungen in der Längen- und Querrichtung, die leichte Löslichkeit der Verbindung, oder endlich möglichst leichte und rasche Ausführung vorzieht, wählt man die Verbindung der einzelnen Röhren mittels Muffen oder mittels Flanschen.

Die Dichtung der Muffenverbindungen wird dadurch bewirkt, dass man ungeteerte Hanfstricke, die nur lose gedreht sind, in 3 bis 4 Ringen um das Schwanzende des einen Rohres wickelt und mittels sogen. Strickeisens in die Fuge zwischen Schwanzende und Muffe bis auf den Grund der letzteren treibt. Der hiernach noch leer bleibende Teil der Muffenfuge wird mit geschmolzenem Blei ausgegossen und dieses durch Stemmen auf den ganzen Rohrumfang gleichmässig eingetrieben, so dass eine gut schliessende Dichtung entsteht. Die Muffe ist mit Rücksicht auf die Beanspruchung durch diese Stemmarbeiten mit grösserer Wandstärke und ausserdem mit einem Wulst ausgestattet.

Wo eine leichte Löslichkeit der Rohrverbindung, sowie bequeme Auswechselung einzelner Röhrenstücke erwünscht ist, werden die Flanschverbindungen gewählt; zu diesem Zwecke erhalten die Röhren an beiden Enden Flanschen angegossen, die gewöhnlich kreisförmig und konzentrisch mit dem Rohre gebildet sind; manchmal haben sie auch elliptische oder zusammengesetzte Form. Die Dichtungsfläche der Flanschen muss ganz eben und senkrecht zur Längsachse des Rohres sein und wird deshalb nicht auf die ganze Fläche der Flansche ausgedehnt, sondern beschränkt sich auf eine ringförmige, mit dem Rohre konzentrische Fläche, die sogen. Dichtungsleiste. Die Verbindung der einzelnen Flanschen zweier Röhren geschieht durch Schraubenbolzen, deren Bolzenlöcher ausserhalb des Dichtungsringes liegen. Die Dichtung wird bewirkt durch Einlage von Ringen aus Blei oder aus Gummi mit Hanfeilagen; diese Ringe haben dieselbe Grösse wie die Dichtungsleisten, zwischen welche sie mittels Anziehen der Schreubenbolzen gepresst werden.

Digitized by Google

Bleiringe geben eine sehr dauerhafte Dichtung, sie müssen jedoch aus einem Stück und sehr genau gegossen sein; schon kleine Gussfehler geben zu Undichtigkeiten Veranlassung. Leichter ist die Dichtung durch die elastischeren Gummiringe zu erreichen, weil hier kleine Unregelmässigkeiten durch stärkeres Zusammenpressen des Gummis ausgeglichen werden können.

Wenn Gummi auch nicht so dauerhaft als Blei ist, so besitzen die Gummiringe, da sie wegen ihrer zwischen den Flanschen eingezwängten Lage gegen äussere Einflüsse geschützt sind, doch auch eine genügend grosse Beständigkeit, die sie allgemeine Verwendung finden lässt.

Der Verein deutscher Ingenieure und der Verein der Gas- und Wasserfachmänner hat zur Erzielung einheitlicher Röhrenformen und Abmessungen für Muffen- und Flanschröhren mit ihren Formstücken bestimmte Vorschriften gegeben, die jetzt nicht nur in Deutschland, sondern auch in anderen Staaten, wie z. B. Österreich-Ungarn, allgemeine Geltung haben, so dass alle Giessereien ihre Röhrenmodelle genau nach diesen Normalien hergestellt haben. Es ergiebt sich daraus der sehr erhebliche Vorteil, dass man Röhren aus verschiedenen Giessereien beziehen und untereinander verlegen und verbinden kann.

Die Wandstärke der Normalröhren ist nach folgender Formel berechnet:

$W = 6{,}0 + 0{,}001 \cdot D \cdot A$, worin

D = Lichtweite des Rohres in mm,

A = 20 Atmosphären Probedruck; der Probedruck ist das Zwei- bis Dreifache des Betriebsdruckes.

Die Baulänge der Röhren ist bis einschliesslich 60 mm Lichtweite 2,0 m; von 66 mm bis einschliesslich 225 mm haben die Muffenröhren eine Baulänge von 3,0 m und von 225 bis 1000 mm eine solche von 4,0 m. Die Flanschröhren haben für die Lichtweiten über 60 mm nur 3,0 m Länge.

Die Normalwandstärken sind für einen durchschnittlichen Betriebsdruck von 5—7 Atmosphären berechnet. Für Druckverhältnisse unter 4—5 Atmosphären ist eine Verminderung der Wandstärke und dementsprechend auch der Gewichte zwar zulässig, aber nicht empfehlenswert. Für Leitungen, welche unter besonderen Verhältnissen schädlichen äusseren Einflüssen

Digitized by Google

ausgesetzt sind, ist es dagegen rätlich, die Wandstärken zu vergrössern.

Der äussere Durchmesser des Rohres ist bei allen vorzunehmenden Abweichungen von den Normal-Wandstärken eine feststehende Grösse, so das nur durch Vergrösserung der Lichtweite eine Verminderung der Wandstärke und durch Verkleinerung der Lichtweite eine Vermehrung der Wandstärke herbeigeführt werden kann. Auch die innere Muffenform und die Weite der Muffenfuge sind unabänderlich feststehend.

Bei der Gewichtsberechnung der Röhren ist ein spezifisches Gewicht des Gusseisens von 7,25 zu Grunde gelegt und ist für die Zahlungs-Verrechnung eine Abweichung von den Normalgewichten um ± 3 % gestattet.

Die Schraubenlöcher der Flanschen sind derart angeordnet, dass in der Lotebene des liegenden Rohres sich keine Bolzenlöcher befinden.

Dem in der Tabelle XLVIII angegebenen Material-Verbrauche ist für Verlust während der Arbeit noch ein Zuschlag zu machen; für den Blei- und Strickverbrauch der Muffendichtungen 10 % und für die Blei- und Gummiringe ein Zuschlag von 5 %.

Die Gewichte der Formstücke kann man dadurch ermitteln, dass man das Gewicht von 1,0 m Rohr ohne Muffe der Tabelle entnimmt, sowie auch die Einzelgewichte für eine Muffe oder Flansche. Durch Vereinigung der Rohrstücke verschiedener Länge mit Muffen und Flanschen erhält man die verschiedenen Formstücke.

Für die normalen Formstücke sind auch bestimmte Abmessungen der einzelnen Teile festgesetzt, deren Grösse in Tabelle XLVIII angegeben ist. Die Formstücke über 750 mm Rohrlichtweite werden nicht mehr normal, sondern nach jeweiligen Bedürfnissen hergestellt.

Bei der Gewichtsberechnung der Formstücke, ist dem aus der Tabelle sich berechnenden Normalgewichte noch ein Zuschlag zu machen und zwar für Bogenstücke (Krümmer) von 20 %, für die übrigen Formstücke von 15 %.

Die Abzweigstücke, deren Abzweig eine Lichtweite von 400 mm und mehr besitzt, werden von 2 Atmosphären Betriebs-

Digitized by Google

druck an, sowohl in ihren Wandungen selbst, als auch durch äussere Rippen verstärkt. Die Formen, in welchen die Formstücke hergestellt werden, sind nachstehend skizziert und ihre Benennungen beigefügt; die Baulängen sind in Tabelle LI enthalten; die Baulänge der Absperrschieber berechnet sich durch $L = D + 200$ mm für Schieber mit Flanschverbindung. Schieber, welche zur Verbindung beiderseits mit Muffen versehen sind und unmittelbar eingetriebene Sitzringe haben, erhalten $L = 0{,}7\,D + 100$ und solche mit eingebleiten Sitzringen $L = D + 250 - 2\,T$, worin T die Muffentiefe bedeutet.

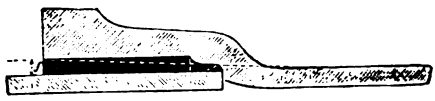


Fig. 175.

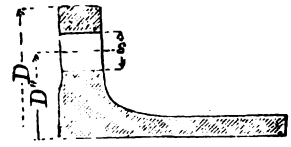


Fig. 176.

Fig. 177.

Fig. 178.

Die nachfolgende Tabelle XLIX enthält die vom Verein deutscher Ingenieure festgestellten Masse und Normalgewichte der geraden Muffen- und Flanschenröhren, die Tabelle L den Bedarf an Verbindungs- und Dichtungsmaterialien für Muffen- und Flanschröhren und zwar für je eine Verbindung und Dichtung, wie er erfahrungsgemäss sich ergeben hat. —

Fig. 175 zeigt eine Normalmuffe und Fig. 176 eine Normalflansche im Schnitte; Fig. 177 u. 178 ein gerades Muffen- und gerades Flanschrohr in der äussern Ansicht.

Digitized by Google

Tabelle XLIX. Masse und Gewichte von gusseisernen Röhren.

Lichtweite des Rohres mm	Wandstärke mm	Muffen-		Flanschen-Röhren					Gewichte						
		Weite	Tiefe	Durchmesser	Dicke	Dichtungsleiste		Lochkreis-Durchm.	einer Muffe	einer Flansche	1,0 m Rohr glatt	eines ganzen		Gewicht von 1,0 m Baulänge	
						Breite	Höhe					Muffenrohrs	Flanschenrohrs	Muffenrohr	Flanschenrohr
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg
40	8,0	70	74	140	18	25	3	110	2,68	1,89	8,75	20,18	21,28	10,09	10,64
50	8,0	81	77	160	18	25	3	125	3,14	2,41	10,57	24,28	25,96	12,14	12,98
60	8,5	92	80	175	19	25	3	135	3,89	2,96	13,26	30,41	32,44	15,21	16,22
80	9,0	113	84	200	20	25	3	160	5,09	3,84	18,24	59,81	62,40	19,94	20,80
100	9,0	133	88	230	20	28	3	180	6,20	4,96	22,34	73,22	76,94	24,41	25,65
125	9,5	159	91	260	21	28	3	210	7,64	6,26	29,10	94,94	99,82	31,65	33,27
150	10,0	185	94	290	22	28	3	240	9,89	7,69	36,44	119,20	124,70	39,74	41,57
175	10,5	211	97	320	22	30	3	270	12,00	8,96	44,36	145,1	151,0	48,36	50,33
200	11,0	238	100	350	23	30	3	300	14,41	10,71	52,86	173,0	180,0	57,66	60,00
225	11,5	264	100	370	23	30	3	320	16,89	11,02	61,95	202,7	207,9	67,57	69,30
250	12,0	291	103	400	24	30	3	350	19,61	12,98	71,61	306,1	240,8	76,51	80,26
275	12,5	317	103	425	25	30	3	375	22,54	14,41	81,85	350,0	274,4	87,48	91,46
300	13,0	343	105	450	25	30	3	400	25,78	15,32	92,08	396,5	308,7	99,13	102,89
350	14,0	395	107	520	26	35	4	465	32,23	21,29	116,07	496,5	390,8	124,13	130,26
400	14,5	448	110	575	27	35	4	520	39,15	25,14	136,98	586,7	461,6	146,68	153,85
450	15,0	499	112	630	28	35	4	570	44,90	29,89	158,87	680,4	536,4	170,10	178,80
500	16,0	552	115	680	30	40	4	625	54,48	34,69	188,04	806,6	633,5	201,66	211,17
550	16,5	603	117	740	33	40	5	675	62,34	44,28	219,90	914,0	727,3	228,49	242,42
600	17,0	655	120	790	33	40	5	725	71,15	47,41	238,90	1026,8	811,5	256,69	270,54
650	18,0	707	122	840	33	40	5	775	83,10	50,13	273,86	1178,5	921,8	294,64	307,28
700	19,0	760	125	900	33	40	5	830	98,04	56,50	311,15	1342,6	1046,5	335,66	348,82
750	20,0	812	127	950	33	40	5	880	111,29	59,81	350,70	1514,3	1171,9	378,58	390,63
800	21,0	866	130	—	—	—	—	—	129,27	—	392,69	1700,6	—	425,01	—
900	22,5	970	135	—	—	—	—	—	160,17	—	472,76	2051,2	—	512,80	—
1000	24,0	1074	140	—	—	—	—	—	196,00	—	559,76	2435,0	—	608,70	—

Digitized by Google

Tabelle L.

Bedarf an Materialien zur Dichtung der Rohrverbindungen für je eine Verbindung.

Rohrlichtweite mm	Muffenröhren-				Flanschröhren-				
	Stärke der Fuge mm	Gewicht der Hanfstricke kg	Gewicht des Bleis kg	Durchm. des Schraubenloches mm	Schrauben- Anzahl	Schrauben- Stärke mm	Schrauben- Länge mm	Gewicht der Bleiringe kg	Gewicht der Gummiringe kg
40	7,0	0,06	0,51	15,0	4	13,0	70	0,35	0,033
50	7,5	0,07	0,70	17,0	4	15,5	75	0,40	0,038
60	7,5	0,08	0,73	17,0	4	15,5	75	0,46	0,045
80	7,5	0,10	1,05	17,0	4	15,5	75	0,56	0,057
100	7,5	0,14	1,35	21,0	4	19,0	85	0,77	0,070
125	7,5	0,17	1,70	21,0	4	19,0	85	0,92	0,076
150	7,5	0,22	2,15	21,0	6	19,0	85	1,10	0,080
175	7,5	0,25	2,46	21,0	6	19,0	85	1,32	0,110
200	8,0	0,30	3,00	21,0	6	19,0	85	1,48	0,14
225	8,0	0,37	3,70	21,0	6	19,0	85	1,64	0,15
250	8,5	0,44	4,40	21,0	8	19,0	100	1,80	0,16
275	8,5	0,47	4,70	21,0	8	19,0	100	1,96	0,18
300	8,5	0,51	5,10	21,0	8	19,0	100	2,12	0,20
350	8,5	0,55	5,53	25,0	10	22,5	105	2,88	0,29
400	9,5	0,75	7,46	25,0	10	22,5	105	3,26	0,32
450	9,5	0,83	8,33	25,0	12	22,5	105	3,63	0,38
500	10,0	1,00	10,10	25,0	12	22,5	105	4,62	0,45
550	10,0	1,17	11,70	28,5	14	26,0	120	5,05	0,49
600	10,5	1,33	13,30	28,5	16	26,0	120	5,50	0,54
650	10,5	1,42	14,18	28,5	18	26,0	120	5,91	0,58
700	11,0	1,63	16,27	28,5	18	26,0	120	6,33	0,63
750	11,0	1,85	18,54	28,5	20	26,0	120	6,75	0,68
800	12,0	2,10	20,80	—	—	—	—	—	—
900	12,5	2,60	26,00	—	—	—	—	—	—
1000	13,0	3,20	32,00	—	—	—	—	—	—

Die *E*-Stücke ⊐——⊏ haben eine Baulänge von 300 mm
Die *F*-Stücke ——⊏ „ „ „ „ 600 „
Für eine Lichtweite von 40—475 „
Aber eine Baulänge von 800 „
Für eine Lichtweite von 500—750 „

Die Uberschieber oder *U*-Stücke ⊐—⊏ haben eine Baulänge von 4 Muffentiefen.

Digitized by Google

Tabelle LI.

A-Stücke und *B*-Stücke			*C*-Stücke		
Lichtweite des Hauptrohres	Baulänge	Lichtweite des Abzweigs	Lichtweite des Hauptrohres	Baulänge	Lichtweite des Abzweigs
40—100	800	40—100	40—100	800	40—100
125—325	1000	40—325	125—275	1000	40—275
350—500	1000	40—300	300—425	1000	40—250
350—550	1250	325—500	300—425	1225	275—425
550—750	1000	40—250	450—600	1000	40—250
550—750	1250	275—500	450—600	1250	275—425
550—750	1500	550—750	450—600	1500	450—600
			650—750	1000	40—250
			650—750	1250	275—425
			650—750	1500	450—600
			650—750	1750	650—750

Anmerkung: Die *B*-Stücke haben am Abzweige statt eines Flansches eine Muffe.

Die Übergangsrohre oder *R*-Stücke sind 1,0 m lang. Die Normalbogenstücke haben einen Krümmungshalbmesser $R = 10$ Rohrlichtweiten und werden als *K*-Stücke bezeichet; für Lichtweiten von 300 mm an aufwärts ist $R = 5$ Rohrlichtweiten zulässig mit der Bezeichnung *L*-Stück. Die Flansch-*T*-Stücke

haben eine Länge l, in der Rohrachse gemessen, von $L = 2 \cdot (D + 100)$ und $l = \frac{D}{2} + \frac{d}{2} + 100$ mm, worin $D =$ Lichtweite des Hauptrohres und $d =$ Lichtweite des Abzweiges ist. Die Flanschbogenstücke

$= R = D + 100$ mm. Ich führe diese feststehenden Ausmasse der Formstücke hier an, weil sie bei der Bildung von Rohrleitung mit ihrer Baulänge bestimmend sind.

Digitized by Google

9. Die Bleiröhren.

Die Bleiröhren werden dadurch erzeugt, dass man geschmolzenes Blei mittels hydraulischer Pressen durch eine mit einem Dorne versehene ringförmige Öffnung presst, wobei es erstarrt und als Röhre die Pressform verlässt.

Die Verbindung der einzelnen Röhrenstücke unter sich erfolgt gewöhnlich mittels Lötung durch eine Lötlampe; die Verbindung der Bleiröhren mit anderen Metallröhren entweder mittels angelöteter Verschraubungen oder mittels Flanschen. Die Verschraubungen aus Messing, welche auch zur Verbindung von Blei mit Blei angewendet werden, wenn eine leichte Löslichkeit und Wiederherstellung der Verbindung beabsichtigt wird, bestehen aus zwei Teilen, welche durch eine Überwurfmutter zusammengeschraubt werden. Behufs Flanschverbindung werden die Bleiröhren an den Verbindungsenden umgebördelt und hinter den Bördel die Ringflanschen geschoben. Die beiden Ringflanschen werden durch Schrauben zusammengezogen, und die dadurch aufeinandergepressten Bleibördel bilden die Dichtung der Verbindunng.

Die Stärke der Bleiröhren mit Rücksicht auf ihre Widerstandsfähigkeit gegen den Wasserdruck wird durch ihr Gewicht für den laufenden Meter zum Ausdruck gebracht. Die Wandstärke berechnet sich nach der Gleichung:

$$W = 1{,}0 + 0{,}000 \cdot D \cdot A \text{ mm},$$

worin D = Rohrlichtweite in mm, A = Probedruck, der gleich dem dreifachen Betriebsdruck in Atmosphären. Die folgende Tabelle LII enthält Wandstärken und Gewichte für den laufenden Meter Bleiröhren verschiedener Lichtweite und für einen Probedruch von 20 Atmosphären.

Tabelle LII.

Bleirohr-Gewichte.

Rohrlichtweite in mm	10	13	15	20	25	30
Handelsübliche Wandstärke, mm	3,00	3,50	3,75	4,60	5,50	6,50
Handelsübliches Gewicht, kg . .	1,5	2,15	2,50	4,00	6,00	8,4

Digitized by Google

Diese Röhren würden genügen für einen Betriebsdruck von 5—7 Atmosphären; für geringeren Betriebsdruck können die Röhren entsprechend leichter genommen werden.

Die Zinnröhren mit Bleimantel bestehen aus einem dünnwandigen, hohlen Cylinder aus Zinn, der von einem Bleimandel umgeben ist. Der Schutz, welchen diese Zinnauskleidung gegen die Angriffe der in den Flüssigkeiten enthaltenen Säuren und Gase bieten soll, ist jedoch kein ganz zweifelloser. Biegungen dieser Mantelröhren veranlassen gewöhnlich Risse im Zinn, sowie auch bei Anbohrungen behufs Abzweigung der Zusammenhang von Zinn- und Bleirohr unterbrochen wird, wodurch die Zersetzung von innen heraus Angriffsstellen erhält. Am besten verwendet man daher in solchen Fällen Röhren, die nur aus Zinn hergestellt sind.

10. Schmiedeeiserne Röhren.

Die schmiedeeisernen Röhren werden aus Blechstreifen gezogen und die Naht geschweisst; dabei werden die Blechstreifen an der Naht entweder stumpf zusammengestossen oder übereinandergeplattet. Die mit Überschlag geschweissten Röhren verdienen insofern den Vorzug gegen die stumpf geschweissten, als sie zum Platzen während des Umbiegens weniger geneigt sind.

Die Verbindung der schmiedeeisernen Röhren untereinander geschieht meist durch Verschraubung mittels Muffen und Dichtung mittels um die Gewinde gewickelten Hanfes. Erfolgt die Verbindung mittels Flanschen, so können diese entweder auf das Rohrgewinde geschraubt, oder an die Rohrenden hart angelötet oder auch angeschweisst sein; die Flanschdichtung ist dieselbe wie bei gusseisernen Röhren. Für die Abzweigungen, Bogen und Übergänge der Lichtweiten werden besondere Formstücke angewendet. Um die Verschraubung zweier Röhren in geschlossener Rohrstrecke wieder lösen zu können, wendet man sogenannte Langgewinde an, die mit Gegenmutter versehen sind.

Zum Schutze gegen inneres und äusseres Rosten werden die Röhren galvanisch verzinkt; Röhren von grosser Lichtweite erhalten einen heissen inneren und äusseren Asphaltüberzug.

Digitized by Google

Nachstehende Tabelle LIII enthält die Wandstärken, Gewichte und Preise schmiedeeiserner Röhren.

Tabelle LIII.

Masse und Gewichte schmiedeeiserner verzinkter Röhren mit Schraubenverbindung.

Rohrlichtweiten in mm	6	9	13	19	25	32
Wandstärke in mm	2,5	2,75	3,0	3,0	3,25	3,25
Gewicht pro lfd. m in kg . .	0,6	0,8	1,10	1,75	2,40	3,5
Preis des lfd. m in Mk. . . .	0,85	1,00	1,25	1,70	2,40	3,35

Rohrlichtweiten in mm	38	50	65	76	89	102
Wandstärke in mm	3,5	4,0	4,5	4,5	5,0	5,0
Gewicht pro lfd. m in kg . .	4,5	6,0	7,0	8,2	10,0	13,0
Preis des lfd. m in Mk. . . .	4,20	5,90	10,10	11,80	15,15	18,50

Schwarze, unverzinkte Röhren sind um 40% obiger Preise billiger. Für den Bedarf an Formstücken sind den Kosten für die Röhren noch 15 bis 20% obiger Preise zuzuschlagen.

Sind die grösseren schmiedeeisernen Röhren zur Verbindung mit warm aufgezogenen Flanschen versehen, so erhalten sie folgende Lichtweiten und Preise:

Lichtweite in mm	25	32	40	50	65	80	102	130	160	185	210	260
Preis des lfd. m in Mk. .	1,60	1,80	2,0	2,5	3,0	3,5	6	9	13	19	25	40

In neuerer Zeit kommen auch die Mannesmann- oder schräggewalzten Röhren aus Flusseisen oder Flussstahl zur Verwendung und zwar sowohl mit Muffen als mit Flanschverbindung; nachstehende Tabelle enthält die Wandstärken und Gewichte.

Tabelle LIV.

Wandstärken und Gewichte von Mannesmannröhren.

Rohrlichtweite in mm	100	125	150	175	200	225	250	275	300
Wandstärke in mm	3,75	4,00	4,50	4,50	6,00	6,5	7,0	7,5	7,5
Gewicht von 1,0 m Rohr samt Flanschen in kg . . .	10,0	12,65	18,10	21,7	33,0	39,0	49,5	56,0	61,5

Die Gewichte der schräggewalzten, stählernen Muffenröhren verhalten sich zu denen eines gleich weiten, gusseisernen

Digitized by Google

Rohres gleicher Baulänge wie 1 : 2,5; sie werden bis zu 10,0 m Länge hergestellt.

11. Gummi-Spiralschläuche.

Diese Schläuche werden häuptsächlich als Saugschläuche verwendet und zu ihrer Verbindung mit gusseisernen Flanschstutzen ausgerüstet; zum Schutze gegen äussere Verletzungen werden die Schläuche mit Stricken umwickelt. Die Preise sind in nachstehender Tabelle enthalten.

Tabelle LV.

Lichtweite in mm	40	50	65	80	105	130	160	185	210	260	325	400
Preis für den laufenden m Schlauch in Mk.	10	12	16	20	30	40	50	60	70	95	130	200
Preis eines eingebundenen Flansches	5	6	7	8	9	12	15	18	22	28	40	65

Als Druckschläuche werden Hanfschläuche, die entweder innen gummiert oder ohne diesen Überzug sind, sowie auch Gummischläuche mit Hanfeinlage angewendet.

Die nachstehende Tabelle enthält die Preise der Druckschläuche von verschiedener Lichtweite, sowie auch der dazu gehörigen Verbindungs- und Ausrüstungsstücke; die Verbindung wird durch zweiteilige, messingene Schlauchverschraubungen bewirkt.

Tabelle LVI.

Schlauchlichtweite in mm	13	20	25	32	40	50	65	80	100
	Preis der laufenden Meter in Mk.								
Gummi-Spiralschlauch . . .	—	—	—	6	8	12	15	18	32
Gummi-Druckschläuche . .	2	3	4	5	7,50	10	12,50	15	—
Hanfschläuche, gummiert .	—	—	3	3,50	4,0	5,50	6,75	8,0	—
Hanfschläuche, ohne Gummi	—	—	1	1,25	1,50	1,75	2,25	2,75	—
	Preis für 1 Stück in Mk.								
Messingene Schlauch-Verschraubungen	1,75	2,50	3,25	4,25	6,00	11,00	25,00	28,00	37,00
Eiserne Schlauchverschraubungen	—	—	1,75	2,00	2,75	4,00	6,25	7,50	9,50
Messingenes Strahlrohr . .	—	—	6,00	9,75	12	12	15	15	20

Digitized by Google

Teleskop-Röhren sind solche Röhren, deren Verbindung aus einer Stopfbüchse besteht, in welcher das eine Rohr wasser- und luftdicht verschiebbar ist; sie werden für Pumpen dort erforderlich, wo infolge fortschreitender Vertiefung von Schächten oder Baugruben die Saugrohrlänge eine veränderliche ist. Um nicht den Standort der Pumpe fortwährend wechseln zu müssen, zieht man die Teleskop-Saugröhren zur erforderlichen Länge aus. Ist das Teleskoprohr fast bis zur vollen Länge ausgezogen, so schiebt man es zusammen und fügt oberhalb desselben ein 1,0 m langes Flanschrohr ein, worauf die weitere Verlängerung wieder durch Ausziehen geschehen kann.

Muss ein Saug- oder Ausgussrohr während der Pumparbeit im Kreise gedreht werden, so werden sogenannte Wende-Knie angewendet, die ebenfalls einerseits mit Stopfbüchse versehen sind, in welcher das Knie- oder Bogenstück gedreht werden kann.

Die Teleskoprohre dienen auch als Ausgleichungsrohre für Rohrleitungen, welche erheblichen Temperaturveränderungen und dadurch Dehnungen oder Zusammenziehungen ausgesetzt sind. Ist die Rohrleitung dabei an beiden Enden befestigt, so kann sich die Dehnung und Zusammenziehung mittels des beweglichen Stopfbüchsenrohres vollziehen, ohne dass dadurch Undichtigkeiten entstehen.

Digitized by Google

Alphabetisches Sachregister.

Abprotz-Löschspritzen 153.
Absperrschieber 292.
Antriebsvorrichtungen für Pumpen. 40, 41.
Arbeitsbedürfnis für Pumpenbetrieb 35—37.
Arbeitscylinder für Saug- und Hebepumpen 94.
Automatpumpen 208.

Balancierbetrieb für Pumpen 128, 129.
Baupumpen 44, 92.
Betriebskosten für Pumpwerke 67, 68.
Betriebskraft, erforderliche 35—37.
Benzinmotoren 54.
Bleiröhren 314.
Bohrbrunnen 122—124.

California-Pumpe 174—176.
Cementpumpe 131.
Centrifugalpumpen 248—267.
Cylinder der Pumpen 268.

Dampfkraft für Pumpenbetrieb 51, 52.
Dampfmaschinen 51, 52, 191—218.
Dampfpumpen 191—220.
Dampfspritze 154.
Differentialkolben 141.
Doppeltwirkende Pumpen 174—220.
Drillingspumpen 129, 146, 147, 211.
Druck-Rohrleitung 32—35.
Druck-Windkessel 34.
Duplex-Pumpmaschinen 202—204, 205, 207, 208, 209, 210.

Einfachwirkende Pumpen 89—173.
Elektromotoren 72, 73.
Exhaustoren 297—300.

Flanschröhren 307—313.
Flügelpumpen 229—237.
Förderhöhe 35.
Fördermenge 241.
Förderungs-Regeler 256, 257.
Freistehende Pumpen 293, 294.
Frostsicherung der Pumpenleitungen 95.
Fussventile 24, 285, 291—295.

Gasmotoren für Pumpenbetrieb 53—67.
Glockenventile 284.
Göpelbetrieb für Pumpen 45, 46.
Grubenpumpe ohne Gestänge 115—117.
Gummischläuche f. Spritzpumpen 317.
Gusseiserne Rohrleitungen 306—313.

Handpumpen 38—44.
Hanfschläuche für Spritzpumpen 317.
Hauswasserversorgungs-Pumpen 174 bis 176, 200.
Heissluftmotoren f. Pumpenbetrieb 69.
Hochdruck-Schleuderpumpen 250.
Hubventile 274.
Hydrostatisches Gestänge 109.

Inselpumpe 177, 178.

Jäger-Würgelpumpe 245—247.
Jauchenpumpe 130, 132.

Kapselpumpen 238—241.
Kegelventile 274—280.
Klappenventile 274.
Kolben für Pumpen 270, 271.
Kolbenspielzahl 74.
Kraftmaschinen für Pumpenbetrieb 58—74.
Kraftquellen für Pumpenbetrieb 38 bis 73.
Kraftübertragung für Pumpenbetrieb 38, 46, 50, 52, 300—306.
Kreisseil-Betrieb für Schachtpumpen 125, 126.
Kreisel-Pumpen 238—247.
Kugelventile 274—280.
Kuppelung d. Pumpenmiteinander 43.
Kunstkreuze 300—306.

Lösch-Spritze (Feuerspritze) 44, 97, 150—164.
Lufthähne, Luftventile 35.
Luftpumpe 297—300.

Membranpumpen 221—228.
Menschenkraft für Pumpenbetrieb 44 bis 58.
Mönchskolben 272, 273.
Muffenröhren 307—313.

Digitized by Google

Muschelventile 274—280.
Naphta-Pumpe 207.
Nutzleistung 36, 37, 46.
Parabel-Würgelpumpe 244.
Petroleum-Motoren 53.
Pumpenkonstruktionen 89.
Pumpmaschinen 80—82, 188, 189.
Pumpwerke-Betrieb 55—66, 206.
Pumpwerke für städtische Be- und Entwässerung 83, 84, 214, 218, 263, 267.
Regelerventile für Pumpen 256, 257, 293—299.
Ringventile für Pumpen 282, 283, 285.
Rückschlagventile für Pumpen 34, 292.
Riemenbetrieb für Pumpen 38, 50.
Saugen der Pumpen 3—31.
Saugpumpen 89.
Saug- und Hebepumpen 89—131.
Saug- und Druckpumpen, einfachwirkend 132—172.
Saug- und Druckpumpen doppeltwirkend 174—191.
Saug- und Druckpumpen vierfachwirkend 179, 180.
Saugkörbe für Saugleitungen 23.
Säure-Pumpen 165.
Schachtpumpen 44, 92, 109, 212, 213.
Scheibenkolben 268—271.
Schieberventile für Pumpensteuerung 274.
Schiffspumpen 205.
Schlagbrunnen (Abessinier) 120—122.
Schleuderpumpen 248—267.
Schlammpumpen 207.
Schmiedeeiserne Röhren 315, 316.
Senkpumpe für Grubenschächte 212, bis 213.
Schwungrad mit Kurbel für Pumpenbetrieb 40—42.
Schwengelpumpen 42.
Speisepumpen für Dampfkessel 140.
Spiritusmotoren für Pumpenbetrieb 68.
Steinfänger für Saugleitungen 291 bis 295.
Tauchkolben oder Mönchskolben 272, 273.
Tellerventile 274—280.
Teleskop-Verrohrung 318.
Teleskop-Röhren 318.
Tierkräfte für Pumpenbetrieb 45—50.
Tiefbrunnen-Pumpen 206.
Triplex-Pumpmaschinen 208, 211.
Turbinen 47.
Überhitzter Dampf zum Pumpenbetrieb 67, 68, 189, 190.
Ventile der Pumpen und Ventilkästen 191, 273—290.
Vierfachwirkende Pumpen 201, 207.
Verbund-Dampfmaschinen 201.
Wagen-Löschspritzen 153.
Wandpumpen 91.
Wasserkräfte für Pumpenbetrieb 47 bis 50.
Wasserräder für Pumpenbetrieb 48 bis 50.
Wassersäulen-Maschinen 218, 219, 220.
Wasserwerke zur Be- und Entwässerung 55—66, 84, 85, 188, 189, 206, 214, 218, 263, 267.
Wasserzubringer für Spritzen 154.
Widerstände beim Pumpenbetriebe 35.
Windkessel 296.
Winkelhebel für Kraftübertragung 300—306.
Wirkungsgrad der Arbeitsleistung von Pumpen und Kraftmaschinen 36.
Windmotoren zum Pumpenbetrieb 70, 71.
Worthington-Pumpen 195—200.
Würgelpumpen 238—241.
Wurfweite und Steighöhe springender Wasserstrahlen 163, 164.
Zwillingspumpen 139, 141, 148, 149, 150, 170, 173, 184—186, 210, 212, 213, 222—225, 250.

Gedruckt bei Hermann Costenoble, Berlin und Jena.

Digitized by Google

Digitized by Google

8909052567b

B89090525676A

Digitized by Google